

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

А. Н. ШЕРСТЮК

НАСОСЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ, КОМПРЕССОРЫ

Допущено
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов энергетических
специальностей вузов

Шерстюк А. Н.

**Насосы, вентиляторы и компрессоры Учеб пособие для втузов М, «Высшая школа», 1972
344 с с илл.**

В книге излагаются основы теории, расчета и эксплуатации лопастных машин — насосов, вентиляторов и компрессоров

Теория и расчет насосов и вентиляторов изложены с единых позиций При этом учтены особенности, связанные с возможностью возникновения кавитации в насосах Особое внимание уделено в книге насосам и вентиляторам тепловых электрических станций, а также компрессорам газотурбинных установок

Книга предназначена в качестве учебного пособия по курсу «Насосы, вентиляторы и компрессоры» для энергетических высших учебных заведений Кроме того, она может быть использована инженерами при проектировании насосов и воздухоудных машин, а также при их эксплуатации.

Рецензенты:

Кафедра гидромашин Харьковского политехнического института.
Кафедры компрессоростроения и гидромашиностроения Ленинградского политехнического института.

Предисловие

Основой книги послужили курс лекций, прочитанный на теплоэнергетическом и энергомашиностроительном факультетах Московского ордена Ленина энергетического института, а также ранее вышедшие книги автора «Вентиляторы и дымососы» и «Компрессоры».

В книге рассматриваются основы теории, расчета и эксплуатации насосов, вентиляторов и компрессоров лопастного типа — центробежных и осевых.

Теория насосов и вентиляторов излагается в первом разделе книги с единых позиций.

В первых четырех главах кратко даются гидравлические основы лопастных насосов и вентиляторов, рассматриваются общие вопросы теории центробежных и осевых насосов и вентиляторов, а также особенности работы дымососов и мельничных вентиляторов в условиях загрязненного воздуха.

Здесь же приводятся методика и примеры расчета центробежных и осевых насосов и вентиляторов. При этом предполагается, что студентам уже известен курс гидрогазодинамики.

В пятой главе рассматриваются размерные и безразмерные характеристики насосов и вентиляторов, а также расчет машин по методу подобия. Удельное число оборотов используется наряду с безразмерными коэффициентами для расчета машин по методу подобия.

В шестой главе изучается совместная работа насосов (вентиляторов) и сети. Здесь особое внимание обращено на явление кавитации в насосах, максимальную высоту всасывания, а также на регулирование подачи насосов и вентиляторов.

Вопросам конструкции насосов и вентиляторов, выбора машин по каталогу, а также их испытаний и эксплуатации посвящены седьмая и восьмая главы. Особо рассмотрены машины, применяемые на тепловых электростанциях.

Во втором разделе книги излагаются вопросы теории расчета и конструкции центробежных и осевых компрессоров.

В девятой главе приводятся некоторые сведения из термодинамики и газодинамики. Рассматривается понятие «коэффициент

полезного действия» компрессора. Разбирается вопрос об охлаждении воздуха в процессе сжатия.

В десятой и одиннадцатой главах даются конструкции и расчет центробежных и осевых компрессоров. Значительное внимание уделяется одноступенчатым компрессорам осерадиального типа, получившим широкое распространение за последние годы.

В двенадцатой главе рассматриваются характеристики компрессоров и расчет компрессоров по методу подобия. Специфическими здесь являются вопросы влияния физических свойств газа на характеристики компрессоров и явление помпажа.

Автор приносит свою благодарность доцентам МЭИ В. А. Баранову и А. В. Робожеву, профессору ЛПИ К. П. Селезневу, доцентам ЛПИ С. А. Георгиджянц и С. Н. Шкарбулю и доценту ХПИ А. К. Тищенко за ценные замечания, сделанные при рецензировании книги, а также коллективу кафедры паровых и газовых турбин МЭИ.

Основные обозначения

1. Физические и энергетические характеристики

Обозначение	Размерность	Наименование
V	м ³ /сек	Подача
G	кг/сек	Массовый расход
N	квт	Мощность
η	—	К. п. д.
n	об/мин	Число оборотов
$n_s = n \frac{V^{1/2}}{H^{3/4}} \times 0,873$	об/мин	Удельное число оборотов
q	дж/кг	Отведенное тепло, отнесенное в 1 кг газа
i	дж/кг	Энтальпия
c_p	дж/(кг·град)	Теплоемкость при постоянном давлении
k	—	Показатель изэнтропы
m	—	Показатель политропы
T	°К	Температура
p	н/м ²	Давление
p_a	н/м ²	Атмосферное давление
ρ	кг/м ³	Плотность
g	м/сек ²	Ускорение силы тяжести
R	дж/(кг·град)	Газовая постоянная
Z_p	—	Коэффициент сжимаемости
ν	м ² /сек	Коэффициент кинематической вязкости
H	дж/кг	Удельная работа, напор
H^*	дж/кг	Полный напор (сумма статического, геометрического и динамического напоров)
z	м	Геометрическая высота
z_s	м	Высота всасывания
$Z = gz$	дж/кг	Геометрический напор
H_a	дж/кг	Изэнтропическая работа
H_n	дж/кг	Политропическая работа
$H_{из}$	дж/кг	Изотермическая работа
F	н	Сила
Y	н	Подъемная сила
X	н	Сила лобового сопротивления
Γ	м ² /сек	Циркуляция скорости
c	м/сек	Абсолютная скорость
w	м/сек	Окружная (переносная) скорость
a	м/сек	Относительная скорость
a_*	м/сек	Скорость звука
		Критическая скорость

2. Геометрические характеристики машин

- d — диаметр (все линейные размеры в m)
 l — высота лопастей
 b — хорда профиля
 t — шаг решетки
 c — толщина лопастей
 f — площадь проходного сечения
 δ — зазор между рабочими лопастями и корпусом
 $\bar{l}_b = l/b$ — удлинение лопастей
 $\bar{l} = l/d$ — относительная высота лопастей
 $\bar{t} = t/b$ — относительный шаг
 $\bar{c} = c/b$ — относительная толщина лопастей
 $\bar{o} = \delta/l$ — относительный зазор
 z_p, z_n — число соответственно рабочих или направляющих лопастей
 t_c — число ступеней
 $m = d_2/d_1$ — отношение диаметров рабочего колеса (для центробежной машины)
 $v = d_{вт}/d_n$ — относительный диаметр втулки (для осевой машины)
 β — угол между относительной и отрицательной окружной скоростью
 α — угол между абсолютной и окружной скоростью
 β_p — угол между касательной к средней линии профиля рабочих лопастей и отрицательной окружной скоростью
 α_n — угол между касательной к средней линии профиля направляющих лопастей и окружной скоростью
 $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1; \Delta\alpha = \alpha_3 - \alpha_2$ — углы поворота потока соответственно на рабочих и направляющих лопастях решетки
 $\Delta\beta_p = \beta_{2p} - \beta_{1p}; \Delta\alpha_n = \alpha_{3n} - \alpha_{2n}$ — углы «изгиба» профилей соответственно рабочих и направляющих лопастей
 $i_p = \beta_{1p} - \beta_1; i_n = \alpha_{2n} - \alpha_2$ — угол атаки соответственно рабочих и направляющих лопастей
 $\sigma_p = \beta_{2p} - \beta_2; \sigma_n = \alpha_{3n} - \alpha_3$ — угол отставания потока соответственно на рабочих и направляющих лопастях

3. Индексы к параметрам и размерам в характерных сечениях

- u — к окружной проекции скорости
 a — к осевой проекции скорости
 r — к радиальной проекции скорости
 m — к меридиальной проекции скорости
 ∞ — к номинальным скоростям и углам
 ∞ — к критическим параметрам
 n — на входе в машину
 0 — перед входным направляющим аппаратом или перед ступенью
 1 — перед рабочими лопастями
 2 — за рабочими лопастями
 3 — за направляющими (спрямляющими) лопастями (осевая машина)
 $3, 4$ — соответственно на входе в диффузор и выходе из него (центробежная машина)
 z — за последней ступенью
 k — на выходе из машины

а — в спиральной камере (центробежная машина)
 вт — у втулки
 в — у вершин лопаток

4. Безразмерные коэффициенты

$\bar{H} = H/u_2^2$ — коэффициент напора

$\bar{P} = \frac{P}{\rho u_2^2} = \bar{H}$ — коэффициент давления

$\psi_a = H_a/u_2^2$ — коэффициент изэнтропического напора

$\psi_r = H_r/u_2^2$ — коэффициент теоретического напора

$\varphi = c_{1a}/u_v$ — коэффициент подачи (осевая машина)

$\varphi = c_{1r}/u_2$ — коэффициент подачи (центробежная машина)

$\bar{V} = \frac{4V}{\pi d_2^2 u_2}$ — коэффициент подачи

$\lambda = w/a_*$ — безразмерная скорость

$M = w/a$ — число Маха

$Re = wd/\nu$ — число Рейнольдса

$q = \lambda \rho / \rho_*$ — плотность потока массы

$\lambda_k = (w_{\max}/w_1)^2 - 1$ — коэффициент кавитации

$n_k = (c_{\max}/c_{1cp})^2$ — коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей перед рабочим колесом (насоса)

$\zeta = \frac{2\Delta P^*}{\rho c^2}$ — коэффициент потерь, равный отношению потери полного давления к динамическому давлению характерной скорости

$\mu_2 = c_{2u}/u_2$; $\mu_1 = c_{1u}/u_1$ — отношения окружной проекции скорости к окружной скорости

μ_z — концентрация золы в дымовых газах

μ_v — коэффициент заполнения сечения, учитывающий толщину лопаток и толщину пограничного слоя (толщину вытеснения)

$c_x = \frac{X}{\rho w^2 b}$ — коэффициент лобового сопротивления

$c_y = \frac{Y}{\rho w^2 b}$ — коэффициент подъемной силы

$K = c_y/c_x$ — качество профиля

$\mu_k = 1/K$ — обратное качество

$\theta = 1 - \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2H_r}$ — степень реактивности

β_d — коэффициент дискового трения (в формуле Стодола)

$k_0 = c_1/c_0$; $k_c = c_{2r}/c_{1r}$ — отношения скоростей

ВВЕДЕНИЕ

Классификация насосов и воздуходувных машин. Насосами называют машины для перемещения жидкостей; воздуходувными машинами — машины для перемещения воздуха и газов.

Насосы и воздуходувные машины потребляют энергию от привода (например, электродвигателя) и сообщают ее рабочему

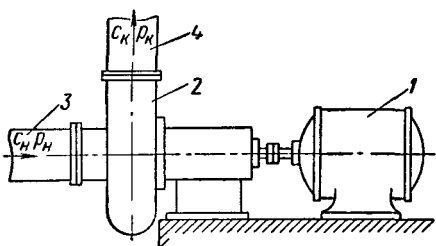


Рис. В.1. Принципиальная схема насосной установки

телу — жидкости (капельной) или воздуху (газу). Эта энергия вызывает движение жидкости в трубопроводах, причем характерно, что полный запас энергии жидкости (воздуха) после насоса (воздуходувной машины) больше, чем до него. Последнее обычно означает, что давление жидкости за насосом больше, чем перед ним. Другими

словами, насосы и воздуходувные машины предназначены для перемещения жидкостей и газов и сообщения им энергии.

Принципиальная схема насосной установки представлена на рис. В. 1. Двигатель 1 приводит в движение рабочий орган насоса 2. Жидкость поступает в насос через всасывающий трубопровод 3 с давлением p_n . В насосе жидкости сообщается энергия, и в напорном трубопроводе 4 давление p_k больше начального.

В случае если степень повышения давления воздуходувной машины $\epsilon_k = p_k / p_n$ невелика, например $\epsilon_k \leq 1,1$, воздух можно практически рассматривать как несжимаемую жидкость. Так, при $\epsilon_k < 1,1$ плотность газа в воздуходувной машине повышается не более чем на 7%.

Поэтому целесообразно воздуходувные машины разделить на две группы: а) вентиляторы, характеризующиеся отношением давлений $\epsilon_k < 1,1$; б) компрессоры, у которых $\epsilon_k > 1,1$. Поскольку в вентиляторах можно пренебречь изменением плотности газа, теория вентиляторов и насосов должна быть единой. Некоторые

отличия в методике расчета этих машин связаны с возможностью возникновения явления кавитации в насосах (вскипания жидкости вблизи поверхности рабочих лопастей и неподвижных элементов с последующими конденсацией пузырьков пара и, как следствие, гидравлическими ударами).

По принципу действия насосы и воздухоудовные машины можно разделить на три группы: а) поршневые; б) лопастные; в) ротационные * [1].

Поршневые машины. Схема поршневого насоса показана на рис. В.2. При движении поршня из крайнего левого положения вправо за счет разрежения открывается всасывающий клапан, и жидкость поступает в цилиндр. Нагнетательный клапан в это время закрыт (прижат к седлу избыточным давлением в нагнетательной линии). Обратное движение поршня вызывает возрастание давления, вследствие чего всасывающий клапан закрывается и открывается нагнетательный клапан; жидкость из цилиндра поступает в напорную линию.

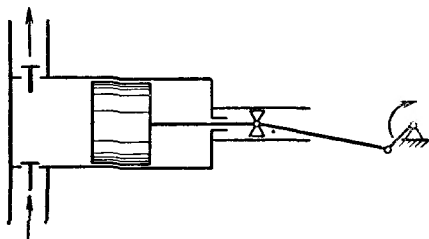


Рис. В.2. Схема поршневого насоса

Характерными особенностями поршневых машин являются:

1) возвратно-поступательное движение рабочего органа — поршня, сопровождающееся трением поршня (поршневых колец) о стенки цилиндра;

2) принудительное выталкивание жидкости путем перемещения поршня;

3) прерывная подача жидкости.

Возвратно-поступательное движение связано с появлением больших сил инерции, что вынуждает ограничивать среднюю скорость движения поршня. Для насосов характерны средние скорости поршня порядка $(0,5 \div 1)$ м/сек, а для поршневых компрессоров — обычно не более 5 м/сек.

Вместе с тем принудительная подача жидкости позволяет достигать больших давлений p_k даже при очень малой скорости поршня; между скоростью движения поршня и конечным давлением прямой связи нет.

Лопастные машины. К лопастным относят осевые и центробежные машины. В качестве примеров на рис. В.3 приведена схе-

* Обычно поршневые и ротационные машины объединяются в одну группу объемных машин. Однако ротационные машины обладают характерными особенностями, позволяющими рассматривать их как самостоятельную группу машин.

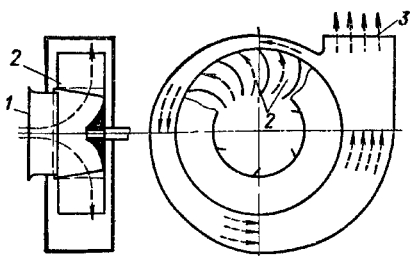


Рис. В.3. Схема центробежного вентилятора

ма центробежного вентилятора, а на рис. В.4 — осевого вентилятора.

В центробежном вентиляторе (рис. В.3) воздух через входной колпактор 1 поступает на лопасти рабочего колеса 2, которые сообщают воздуху энергию, а затем — в спиральную камеру и далее в напорный воздухопровод. В осевом вентиляторе простейшей схемы

(рис. В.4) воздух поступает на рабочие лопасти, а затем — в напорную линию.

По устройству и воздействию на жидкость лопастные машины резко отличаются от поршневых:

1) движение рабочего органа (рабочего колеса) вращательное, причем отсутствует трение рабочего колеса о корпус;

2) энергия жидкости сообщается за счет изменения момента количества движения под воздействием лопастей, принудительная подача жидкости отсутствует;

3) подача жидкости непрерывная и равномерная.

Вращательное движение рабочего колеса в сочетании с отсутствием трения о корпус позволяют применять большие окружные скорости, достигающие в осерадиальных компрессорах до 400—500 м/сек.

Кроме того, возникающие на лопастях силы, а следовательно, и сообщенная жидкости энергия пропорциональны квадрату окружной скорости. Следовательно, большие давления могут быть достигнуты либо при очень больших окружных скоростях, либо путем увеличения числа ступеней. Известны, например, осевые компрессоры с числом ступеней $Z_c = 15 \div 20$ при отношениях давлений $\varepsilon_k = 5 \div 7$. Большие осевые скорости потока в осевых машинах обуславливают большие подачи их, в то время как подача поршневых компрессоров из-за малых скоростей движения поршня обычно не превышает 3 м³/сек.

Таким образом, поршневые машины применяются тогда, когда требуются малая подача и большое давление, а лопастные машины — когда нужны большая подача и сравнительно малое давление. В некоторых

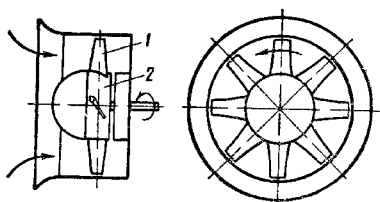


Рис. В.4. Схема осевого вентилятора:
1 — рабочая лопасть; 2 — трубка рабочего колеса

случаях, однако, целесообразней применять лопастные машины и при малой подаче. Известны, например, одноступенчатые центробежные компрессоры, подача которых не превышает $0,1 \text{ м}^3/\text{сек.}$

Ротационные машины. Ротационные машины сочетают некоторые особенности поршневых и лопастных машин и образуют большую группу машин, существенно отличающихся по конструктивному выполнению, — зубчатые, Рутса, Лисхольма, ротационные (пластинчатые).

В качестве примера на рис. В.5 представлена схема ротационного компрессора. Внутри корпуса 1, имеющего внутреннюю цилиндрическую поверхность, эксцентрично расположен цилиндрический ротор с прорезями 2, в которых свободно перемещаются пластинки 3. При вращении ротора пластинки под действием центробежных сил прижимаются к внутренней поверхности корпуса и скользят вдоль нее. Воздух поступает в ячейки, образованные соседними пластинками, сжимается в них за счет изменения объема (принудительно) и затем подается в напорную линию.

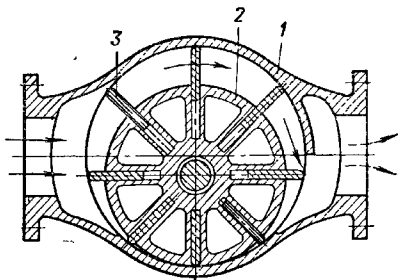


Рис. В.5. Схема ротационного компрессора

Основные особенности ротационных нагнетателей:

1) движение рабочего органа (ротора) — вращательное, причем имеет место трение пластинок о внутреннюю поверхность корпуса;

2) сжатие воздуха принудительное;

3) подача воздуха непрерывная, но неравномерная.

Области применения насосов и воздуходувных машин. Насосы и воздуходувные машины используются во всех областях техники.

Насосы применяются в системах водоснабжения, в оросительных и судоходных системах, особенно широко — при добыче и транспортировке нефти и в химической промышленности.

Вентиляторы широко применяются для проветривания шахт, рудников, общественных зданий, производственных помещений, для подачи воздуха в топки котлов и т. д. И хотя потребляемая отдельным вентилятором мощность обычно невелика, на вентиляторы и дымососы в СССР идет около 8% всей вырабатываемой электроэнергии.

Не менее широко применение и компрессоров. Ни один машиностроительный завод не обходится без компрессорной стан-

ции, подающей сжатый воздух для привода пневматического инструмента, формовочных машин, воздушных молотов. Сжатый воздух и сжатые газы необходимы в химической, металлургической и других отраслях промышленности. За последние годы центробежные компрессоры широко используются для подачи природного газа.

Ярким примером широкого использования насосов и воздушных машин может служить тепловая электрическая станция (ТЭЦ). Рассмотрим принципиальную схему ТЭЦ, представленную на рис. В.6. Питательная вода подается в парогенератор *I*

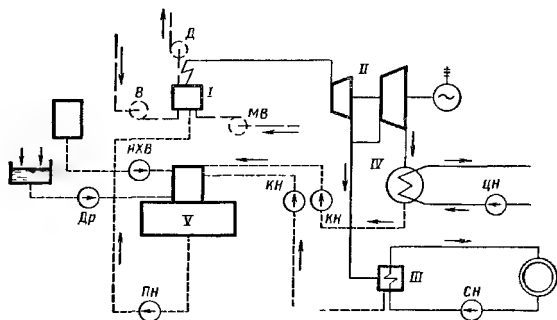


Рис. В.6. Принципиальная схема тепловой электрической станции

питательным насосом *ПН*. Из парогенератора пар поступает в теплофикационную турбину *II*, откуда часть пара идет в сетевой подогреватель (бойлер) *III*, а вторая часть пара — в конденсатор *IV*. Специальный сетевой насос *СН* подает воду (для отопления) в сетевой подогреватель, откуда она направляется к потребителю. Охлаждение пара в конденсаторе осуществляется циркуляционной водой, подаваемой циркуляционным насосом *ЦН*. Конденсат из конденсатора избирается конденсатным насосом *КН* и подается в деаэратор *V*. В деаэратор специальным насосом *НХВ* подается также химически очищенная вода, приготовляемая в химическом цехе.

Кроме рассмотренных, имеются дренажные насосы (для сброса загрязненной воды) и масляные насосы, обеспечивающие смазку и систему регулирования турбины (на схеме не показаны).

В топку котла дутьевым вентилятором *В* подается воздух и мельничным вентилятором *МВ* — пылевоздушная смесь. Дымовые газы всасываются дымососом *Д* и выбрасываются через дымовую трубу в атмосферу.

Краткий исторический обзор. Можно без преувеличения сказать, что поршневые насосы — древнейшие из существующих машин. Пожарные насосы с ручным приводом строились в Древней Греции более 2000 лет тому назад. Замечательно то обстоятельство, что эти насосы имеют все основные элементы современных насосов, выполняемых с ручным приводом.

Изобретение центробежных насосов относят примерно к 1700 г., однако в то время они не нашли практического применения ввиду крайнего несовершенства конструкции и низкого коэффициента полезного действия (к. п. д.).

Широкое применение центробежные насосы нашли лишь после появления быстроходных электродвигателей.

Первые вентиляторы также были центробежного типа и отличались низкой эффективностью. В качестве примера на рис. В.7 показан шахтный вентилятор XVI в. Вентилятор выполнен с двусторонним подводом

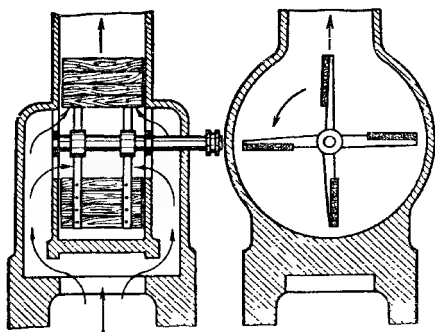


Рис В.7. Шахтный вентилятор XVI в.

воздуха. Рабочие лопасти — плоские деревянные; корпус — цилиндрический. Подобные вентиляторы приводились в действие вручную.

Широкое применение осевых машин началось лишь в 20-х годах XX в., после разработки проф. Н. Е. Жуковским теории этих машин.

Основы теории лопастных машин были заложены Л. Эйлером в 1754 г.

Совершенствование конструкции центробежных машин связано прежде всего с именами А. А. Саблукова и О. Рейнольдса. Вентиляторы русского горного инженера Саблукова отличались столь высокой по тому времени (1832 г.) эффективностью, что применялись не только в России, но и за границей. Известный гидродинамик О. Рейнольдс (Англия) первый предложил спиральную камеру насосов вместо цилиндрической, что существенно увеличило к. п. д. центробежных насосов и вентиляторов.

Дальнейшее развитие центробежных машин связано с именами М. М. Федорова, А. П. Германа, Г. Ф. Проскуры, И. И. Куколевского, А. А. Ломакина, К. А. Ушакова, М. И. Невельсона, Б. С. Стечкина, В. Ф. Риса и многих других исследователей. Из зарубежных специалистов следует отметить А. И. Степанова (США), крупного специалиста в области центробежных насосов;

Б. Экка (ФРГ), создавшего центробежный вентилятор с к. п. д. 89%; К. Пфлейдерера (ФРГ).

Развитие осевых машин связано с именами Н. Е. Жуковского, К. А. Ушакова, И. Н. Вознесенского, Л. А. Симонова, А. П. Гофлина. Можно отметить также Л. Прандтля (ФРГ), одного из создателей прикладной газодинамики, А. Р. Хоуэлла (Англия), Б. Эккерта (ФРГ).

Большой вклад в теорию и практику насосо- и компрессоростроения внесен научно-исследовательскими институтами — Центральным котлотурбинным институтом (ЦКТИ), Всесоюзным институтом гидромашиностроения (ВНИИГидромаш), Центральным аэрогидродинамическим институтом (ЦАГИ), Центральным институтом авиационных моторов (ЦИАМ), а также заводами — Ленинградским металлическим (ЛМЗ), Невским заводом им. Ленина (НЗЛ), заводом «Борец» и др.

Глава первая
ЗАКОНЫ СОХРАНЕНИЯ. ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ МАШИН

§ 1.1. Уравнение неразрывности. Теорема количества движения. Уравнение Бернулли

Расчет течений в элементах насосов и компрессоров производится с помощью *законов сохранения* — массы, количества движения и энергии. Напомним законы сохранения применительно к установившемуся течению жидкости или газа.

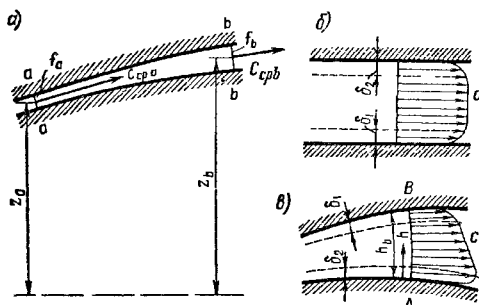


Рис 1.1 К применению уравнения неразрывности: а) упрощенная схема одномерного течения, б) действительное распределение скоростей с учетом вязкости, в) распределение скоростей в криволинейном канале

Закон сохранения массы, называемый также *уравнением неразрывности*, устанавливает равенство массовых расходов в двух или нескольких контрольных сечениях (рис. 1.1, а):

$$G = \rho_a c_{cp a} f_a = \rho_b c_{cp b} f_b = \text{const}, \quad (1.1)$$

где G — массовый расход, кг/сек; ρ_a — средняя плотность жид-

кости в сечении $a-a$; $c_{ср\ a}$ — средняя (среднерасходная) скорость в сечении $a-a$; f_a — площадь проходного сечения.

Индекс b относится к соответствующим параметрам жидкости в сечении $b-b$.

Для капельной жидкости, а также для течения в вентиляторах можно пренебречь влиянием сжимаемости, полагая $\rho_a = \rho_b = \text{const}$, и, следовательно,

$$V = G/\rho = c_{ср} f = \text{const.} \quad (1.2)$$

В действительности поле скоростей оказывается неравномерным; в пограничном слое (δ_1, δ_2) вследствие влияния вязкости происходит резкое падение скорости до нуля на стенке (рис. 1.1, б). Вне пограничного слоя поле скоростей в канале с прямолинейной осью можно считать равномерным. Для учета этого обстоятельства вводят в расчет коэффициент заполнения сечения μ_v , равный отношению средней скорости к скорости вне пограничного слоя: $\mu_v = c_{ср}/c$. Тогда уравнение неразрывности принимает следующий вид:

$$G = \rho c \mu_v f. \quad (1.3)$$

Коэффициент μ_v всегда меньше единицы и зависит от толщины пограничного слоя; обычно $\mu_v = 0,90 \div 1$. Резкое уменьшение μ_v наблюдается при малых числах Рейнольдса (Re), а также в случае отрыва потока от стенок и образования возвратных течений.

В криволинейных каналах распределение скоростей резко неравномерно даже вне пограничного слоя (рис. 1.1, в) и поэтому расход определяется интегрированием по всему сечению:

$$G = \int_0^{h_b} \rho l c d h, \quad (1.4)$$

где l — глубина канала (в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа); h — расстояние вдоль ортогонали.

Поскольку ортогональ нормальна к линиям тока и, следовательно, к границам канала, то в первом приближении ее можно провести как дугу AB , нормальную к границам канала.

Согласно теореме количества движения применительно к установившемуся во времени движению, изменение количества движения секундной массы между двумя контрольными сечениями равно сумме всех сил, приложенных к жидкости между этими сечениями:

$$G(\vec{c}_2 - \vec{c}_1) = \sum \vec{F}, \quad (1.5)$$

где G — расход массы, кг/сек; F — сила, действующая на поток, н.

Наряду с теоремой количества движения применяют теорему моментов количества движения, согласно которой момент количества движения секундной массы при переходе от одного сечения к другому равен моменту всех внешних сил, приложенных между этими сечениями:

$$G(\vec{r}_2\vec{c}_2 - \vec{r}_1\vec{c}_1) = \sum \vec{F}r. \quad (1.6)$$

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии для течения несжимаемой жидкости. Если в контрольных сечениях a — a и b — b (см. рис. 1.1) трубопровода поля скоростей равномерны, а геометрические высоты этих сечений относительно произвольной горизонтальной плоскости равны соответственно z_a и z_b , то, согласно уравнению Бернулли, полные запасы энергии жидкости в этих сечениях отличаются на величину подведенной (или отведенной) энергии, включая гидравлические потери в трубопроводе между этими сечениями:

$$gz_a + p_a/\rho + c_a^2/2 = gz_b + p_b/\rho + c_b^2/2 - H + \Delta H, \quad (1.7)$$

где g — ускорение силы тяжести, ($g=9,8$ м/сек²); H — энергия, сообщенная насосом протекающей жидкости между контрольными сечениями, дж/кг; ΔH — гидравлические потери между контрольными сечениями, дж/кг.

Все члены уравнения (1.7) определяют слагаемые энергии, отнесенной к 1 кг жидкости. Применительно к этим величинам мы сохраним старое наименование «напор». Например, выражение $H_d = c^2/2$ будем называть динамическим напором. Название «напор» теперь теряет первоначальный смысл, более правильно называть H удельной работой (это название принято в теории компрессоров). Заметим, что в системе MKS единица измерения напора [м] в 9,8 раза больше эквивалентной единицы измерения удельной работы в системе СИ [дж/кг].

Практически в контрольных сечениях поле скоростей всегда неравномерно, и поэтому под динамическим напором необходимо подразумевать осредненную по расходу величину. Обычно осредненный динамический напор выражают в долях динамического напора, подсчитанного по среднерасходной скорости, вводя поправочный множитель $\alpha_k < 1$, называемый коэффициентом Кориолиса:

$$H_d = \alpha_k c_{cp}^2/2.$$

В зависимости от степени равномерности поля скоростей $1,1 > \alpha_k > 1$, и поэтому часто принимают приближенно $\alpha_k \approx 1$.

Выражения gz и p/ρ будем называть соответственно геометрическим Z и статическим напором $H_{ст}$. С учетом принятых обозначений уравнение Бернулли принимает вид:

$$Z_a + H_{ста} + H_{ла} = Z_b + H_{стb} + H_{лb} - H + \Delta H. \quad (1.8)$$

Полный запас энергии в данном сечении называют полным напором

$$H_a^* = Z_a + H_{ст} + H_d.$$

Тогда

$$H_a^* = H_b^* + \Delta H - H. \quad (1.9)$$

В качестве иллюстрации применим теорему количества движения и уравнение Бернулли для определения потерь в решетке пластин. Пусть поток несжимаемой жидкости набегаёт на решетку пластин со скоростью c_1 , составляющей с образующей решетки угол α_1 , отличный от угла установки лопасти α_H (рис. 1.2). При этом происходит отрыв потока с входной кромки,

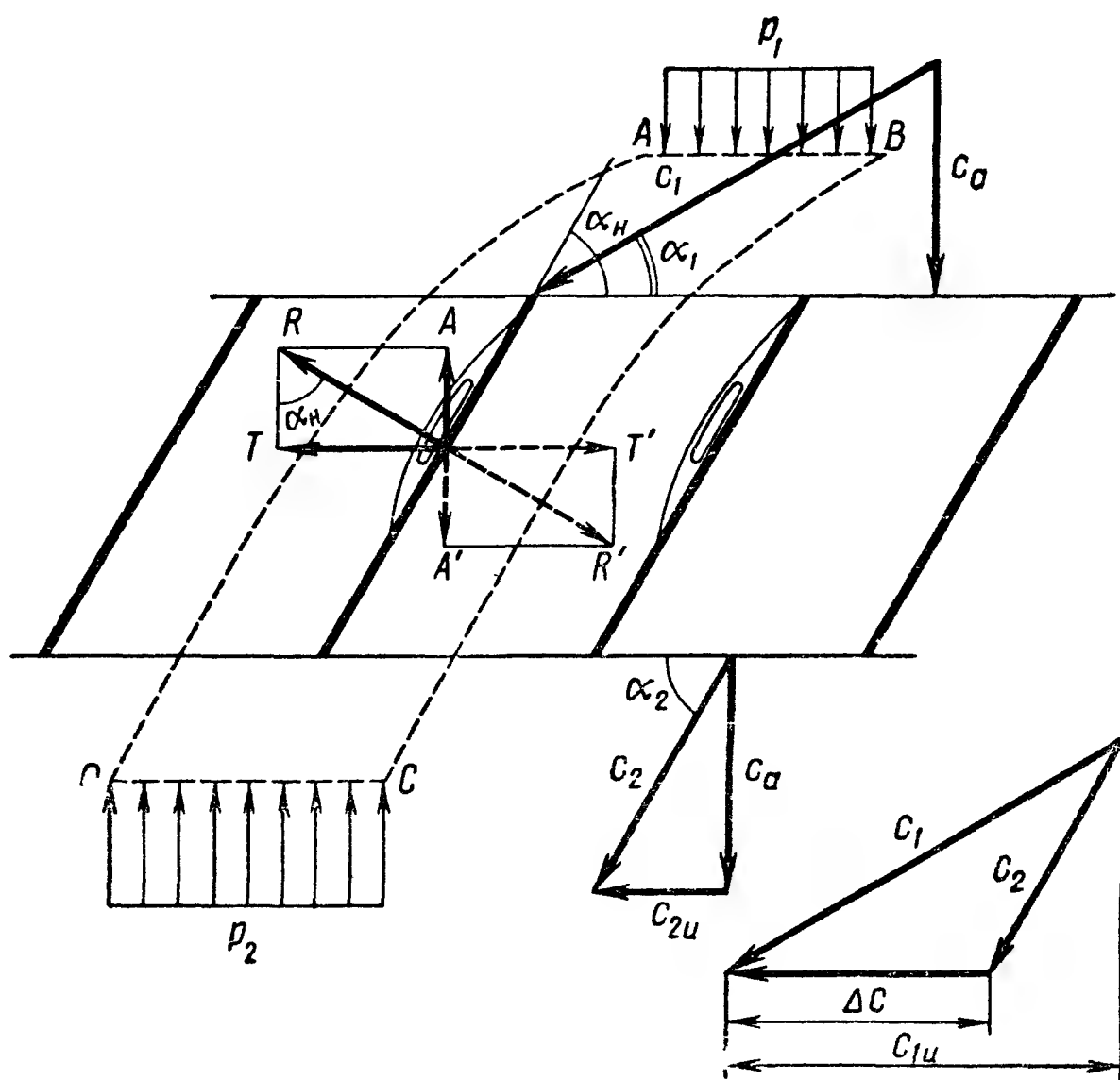


Рис. 1.2. К определению потерь в решетке пластин

образуется вихревая область (будем считать ее замкнутой), которая является источником дополнительных потерь. Определим возникающие в этом случае потери, пренебрегая влиянием трения. Для этого выделим контрольный контур $ABCD$, ограниченный конгруэнтными (отстоящими друг от друга на расстоянии шага и, следовательно, совпадающими при наложении) линиями тока AD и BC , расстояния между которыми вдоль образующей решетки AB и DC равны шагу решетки, и линиями AB и DC .

Результирующая сила, действующая на выделенный контур по линии AD , равна по величине и противоположна по знаку силе, действующей по линии BC (поскольку это одна и та же ли-

ния тока, сдвинутая на шаг t). Приняв глубину решетки $l=1$, найдем силы, действующие на линии AB и DC :

$$F_1 = -p_1 t; \quad F_2 = p_2 t,$$

где p_1 и p_2 — соответственно средние давления перед решеткой и за ней. Положительным принято направление снизу вверх.

Сила R' , с которой действует на выделенный контур пластинка, может быть представлена в виде соответственно окружной и осевой слагаемых:

$$\vec{R}' = \vec{T}' + \vec{A}'.$$

Для определения осевой слагаемой силы применим теорему количества движения в проекциях на осевое направление. Поскольку в осевом направлении изменения количества движения нет ($c_{1a} = c_{2a} = c_a$), то

$$A' = (p_2 - p_1)t. \quad (1.10)$$

Окружную проекцию силы T' найдем по теореме количества движения в проекции на окружное направление. Масса жидкости в единицу времени равна

$$G = \rho t c_{1a}.$$

Соответствующее изменение количества движения

$$G(c_{2u} - c_{1u}) = \rho t c_{1a}(c_{2u} - c_{1u})$$

вызвано окружной проекцией силы

$$\rho t c_{1a}(c_{2u} - c_{1u}) = -T',$$

или

$$T' = \rho t c_{1a}(c_{1u} - c_{2u}).$$

Сила R , с которой поток действует на лопасть, $R = -R'$, так как, согласно рис. 1.2,

$$T = -T' \text{ и } A = -A'.$$

Полученные формулы позволяют определять проекции силы, с которой лопасти действуют на поток несжимаемой жидкости в самом общем случае.

В рассматриваемом случае решетки пластин результирующая сила перпендикулярна пластине* и, следовательно, $T'/A' = \operatorname{tg} \alpha_H$. Подставляя найденные значения T' и A' и учитывая, что $c_{2a} \operatorname{tg} \alpha_H = c_{2u}$ и $c_{1a} = c_{2a}$, находим

$$p_2 - p_1 = \rho c_{2u}(c_{1u} - c_{2u}). \quad (1.11)$$

* Напомним, что силы трения не учитываются, а силы, вызванные разностью давлений по обе стороны пластины, перпендикулярны пластине.

Формула (1.11) позволяет найти давление за решеткой p_2 в зависимости от параметров жидкости на входе в решетку.

Если потери давления отсутствуют, то при тех же значениях скорости потока до и после решетки, согласно уравнению Бернулли, давление за решеткой $p_{2т}$ (теоретическое) при условии $z_1 = z_2$

$$p_{2т} - p_1 = \rho(c_1^2 - c_2^2) = \rho(c_{1u}^2 - c_{2u}^2).$$

Очевидно, разность между значениями теоретического и действительного давления определяет гидравлические потери в решетке:

$$\Delta p = p_{2т} - p_2 = \rho(c_{1u} - c_{2u})^2/2.$$

Но в случае несжимаемой жидкости разность $(c_{1u} - c_{2u})$ равна разности векторов скорости до и после решетки (см. рис. 1.2), или, как принято говорить, потерянной скорости:

$$\vec{\Delta c} = \vec{c}_1 - \vec{c}_2.$$

Таким образом, потери давления в решетке пластин определяются кинетической энергией потерянной скорости:

$$\Delta p = \rho \Delta c^2/2 \quad (1.12)$$

§ 1.2. Параметры работы насосов и вентиляторов

К основным параметрам работы насосов и вентиляторов относятся подача (производительность), напор, давление, мощность и к. п. д.

Под *подачей* насосов (вентиляторов) понимают количество жидкости V , подаваемой в единицу времени.

Напор, развиваемый насосом, определяют как разность удельных энергий после (H_k) и до (H_n) насоса:

$$H = H_k^* - H_n^*. \quad (1.13)$$

Наряду с понятием «напор» для характеристики работы насосов и вентиляторов используют понятие «давление», подразумевая под ним энергию, сообщенную 1 м³ жидкости. Чтобы установить связь между этими понятиями, умножим обе части равенства (1.7) на ρ :

$$\rho g z_a + p_a + \rho c_1^2/2 = \rho g z_b + p_b + \rho c_b^2/2 - \rho H + \rho \Delta H. \quad (1.14)$$

Теперь все члены в уравнении Бернулли формально имеют размерность давления (н/м²), не по существу выражают энергию, отнесенную к 1 м³ жидкости. Например, выражение $P_d = \rho c^2/2$ называют динамическим давлением, хотя его можно

рассматривать как кинетическую энергию, отнесенную к 1 м³ жидкости. Действительно,

$$P_{\lambda} = W_{\kappa}/V = G \frac{c^2}{2} / V = \rho c^2 / 2 \text{ [дж/м}^3\text{]}.$$

Соответственно выражение $P = \rho H$ называют давлением, развиваемым вентилятором, а $\Delta P = \rho \Delta H$ — потерей давления.

Итак, давление равно напору, умноженному на плотность газа; тогда вместо (1.13) для определения развиваемого вентилятором давления получим выражение

$$P = P_{\kappa}^* - P_{\text{н}}^*. \quad (1.15)$$

В системе единиц МКС давление измерялось в мм вод. ст.; в системе СИ единица измерения в 9,8 раза меньше: $1 \text{ н/м}^2 = 1 \text{ дж/м}^3 = 1/9,8 \text{ мм вод. ст.}$

Особо следует остановиться на понятии «статическое давление». Так как развиваемое вентиляторами давление P мало по сравнению с атмосферным давлением $p_{\text{ат}}$, то обычно под статическим давлением подразумевают разность между абсолютным статическим p и атмосферным давлением:

$$P_{\text{ст}} = p - p_{\text{ат}}. \quad (1.16)$$

Удобство такого определения очевидно, ибо дифференциальный манометр, подключенный к воздухопроводу, измеряет непосредственно $P_{\text{ст}}$.

Соответственно этому под *полным давлением* подразумевается сумма:

$$P^* = P_{\text{ст}} + P_{\lambda} + g\rho z. \quad (1.17)$$

Часто последний член уравнения (1.17) мал, по сравнению с двумя другими, и поэтому обычно не учитывается.

Мощность N , потребляемая насосом или вентилятором (на муфте машины), выражается в киловаттах.

Под *полезной мощностью* подразумевают полезно сообщенную жидкости энергию в 1 сек:

$$N = GH/1000 = VP/1000. \quad (1.18)$$

Общим, или полным, к. п. д. насоса (вентилятора) называют отношение полезной мощности к затраченной:

$$\eta_e = N/N_e = GH/(1000N_e) = VP/(1000N_e). \quad (1.19)$$

Параметры работы насосов и вентиляторов изменяются в широких пределах. Подача может быть меньше 0,1 м³/сек, а в крупных осевых компрессорах она превышает 100 м³/сек. Питательные насосы современных тепловых станций развивают давление в несколько сотен атмосфер, а осевые вентиляторы могут

развивать давление всего $100 \text{ н/м}^2 = 10 \text{ мм. вод. ст.}$ Потребляемая мощность изменяется от нескольких десятков ватт до десятков тысяч киловатт. К. п. д. малых машин едва достигает $(40 \div 50) \%$, а у крупных может доходить до $(90 \div 91) \%$.

§ 1.3. Определение необходимого напора насоса и вентилятора. Характеристика сети

Необходимый для преодоления сопротивления сети и подъема жидкости напор насоса в общем случае определяется с помощью уравнения Бернулли (1.7)

$$H = (p_b - p_a)/\rho + (c_b^2 - c_a^2)/2 + gz + \Delta H, \quad (1.20)$$

где $z = z_b - z_a$ — разность геометрических высот; ΔH — потери в трубопроводах (без учета потерь с выходной скоростью).

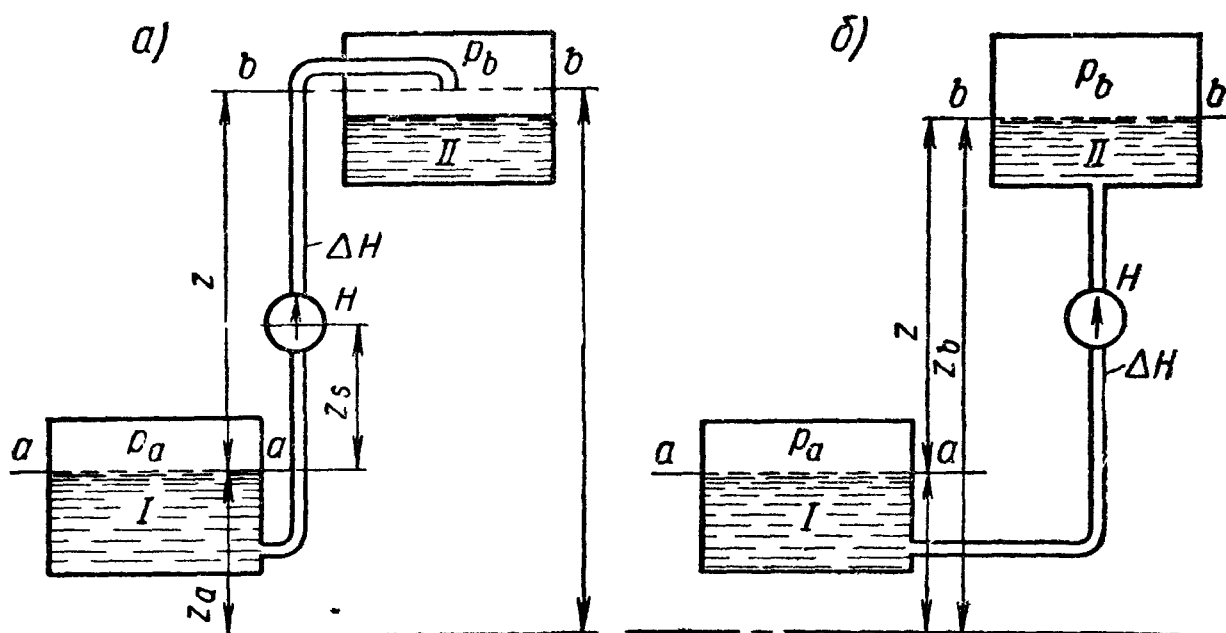


Рис. 1.3. К определению необходимого напора насоса:
а) уровень в напорном резервуаре ниже уровня, с которого сбрасывается жидкость, б) уровень в напорном резервуаре выше уровня, с которого сбрасывается жидкость

В частных случаях выражение (1.20) может упрощаться. Например, если в схеме установки (рис. 1.3) контрольное сечение $a-a$ выбрать на уровне жидкости в приемном резервуаре I, то скорость c_a практически будет равна нулю.

Особо следует остановиться на выборе контрольного сечения $b-b$ в напорном резервуаре II. На рис. 1.3, а сечение $b-b$ удобно выбрать в месте сброса жидкости из трубопровода, тогда c_b — скорость сброса жидкости из выходного сечения трубопровода. На рис. 1.3, б сброс жидкости производится под уровень жидкости в напорном резервуаре, поэтому сечение $b-b$ удобно выбрать на уровне жидкости в резервуаре. Тогда c_b — скорость в выходном сечении трубопровода ($c_{\text{вых}}$), поскольку кинетическая энергия, соответствующая этой скорости, полностью теряется.

Однако так выбирают сечение $b—b$, если хотят сохранить форму записи уравнения (1.20). Вообще говоря, контрольные сечения можно выбирать любыми, конечный результат от этого не зависит.

Необходимое давление вентилятора также определяется по уравнению Бернулли (1.14). Однако теперь вместо давления p следует ввести расчет статическое давление $P_{ст} = p - p_{ат}$ и, кроме того, учесть изменение барометрического давления с изменением геометрической высоты z :

$$p_{ат a} = p_{ат} - \rho_{ат} g z_a; \quad p_{ат b} = p_{ат} - \rho_{ат} g z_b,$$

где $p_{ат}$ — атмосферное давление на нулевой отметке; $\rho_{ат}$ — плотность атмосферного воздуха, изменением которой по высоте (при $z = 100 \div 200$ м) можно пренебречь.

После соответствующих подстановок в (1.14) получаем формулу, определяющую необходимое давление вентилятора:

$$P = P_{б ст} + \rho c_b^2 / 2 - (P_{а ст} + \rho c_a^2 / 2) + \Delta P + g z (\rho_{ат} - \rho), \quad (1.21)$$

или

$$P = P_b^* - P_a^* + \Delta P - P_s. \quad (1.22)$$

Выражение $P_s = g z (\rho_{ат} - \rho)$ принято называть самотягой. Обычно величина самотяги P_s положительна (самотяга помогает работе вентилятора), и при определении необходимого давления вентилятора ее следует учитывать. Например, при высоте дымовой трубы $z = 100$ м, средней плотности наружного воздуха $\rho_{ат} = 1,25$ кг/м³ и плотности дымовых газов $\rho = 0,85$ кг/м³ самотяга $P_s = 390$ н/м² = 40 мм вод. ст., что составляет не менее 10% от величины давления, развиваемого дымососом.

Характеристика сети. Развиваемый насосом напор расходуется на преодоление «сопротивления сети», если под ним подразумевать не только гидравлические потери, но и необходимое повышение давления и поднятие жидкости. Иначе говоря, при совместной работе насоса и сети на установившихся режимах (неизменных во времени) всегда существует равенство

$$H = H_c,$$

где $H_c = (p_b - p_a) / \rho + (c_b^2 - c_a^2) / 2 + g z + \Delta H$ — «сопротивление сети».

В общем случае H_c зависит от расхода жидкости через сеть. Приближенно потери в трубопроводах можно считать пропорциональными величине расхода в квадрате. Если числа Re достаточно велики и если заметную долю от всех потерь составляют местные сопротивления (в задвижках, тройниках, коленах и т. д.), то действительная зависимость $H_c = f(V)$ весьма близка

к параболической и может быть представлена в виде параболы:

$$H_c = H_{c0} + KV^2, \quad (1.23)$$

где H_{c0} — «сопротивление сети» при нулевом расходе:

$$H_{c0} = (p_2 - p_1)/\rho + gz.$$

Зависимость $H_c = f(V)$ называют характеристикой сети.

Пример 1.1. Определить напор, который должен развивать насос, включенный по схеме рис. 1.3, а, если давление в приемном резервуаре $p_a = 10^5 \text{ н/м}^2 = 0,98 \text{ ата}$; давление в напорном резервуаре $p_b = 5 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$; гидравлические потери в трубопроводах $\Delta H = 200 \text{ дж/кг} = 20,4 \text{ м}$; высота подъема воды $z = 10 \text{ м}$; скорость воды в выходном сечении $c_b = 3 \text{ м/сек}$.

Необходимый напор находим по (1.20), принимая плотность воды $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$ и $c_a = 0$:

$$H = (p_b - p_a)/\rho + (c_b^2 - c_a^2)/2 + gz + \Delta H;$$

$$H = 10^{-3}(5 \cdot 10^5 - 10^5) + 3^2/2 + 9,8 \cdot 10 + 200 = 743 \text{ дж/кг} = 76 \text{ м}.$$

Пример 1.2. Определить давление, которое должен развивать дымосос, если статическое давление на входе $P_{аст} = -200 \text{ н/м}^2 = -20,4 \text{ мм вод. ст.}$; гидравлические потери в газовом тракте $\Delta P = 3000 \text{ н/м}^2$; выходная скорость $c_b = 35 \text{ м/сек}$; высота дымовой трубы $z = 100 \text{ м}$; плотность газа $\rho = 0,85 \text{ кг/м}^3$; плотность наружного воздуха $\rho_{ат} = 1,3 \text{ кг/м}^3$.

Давление, развиваемое дымососом, находим по (1.21), приняв $c_a = 0$ и $H_{вст} = 0$ (дымовые газы выбрасываются в атмосферу):

$$P = P_{бст} - P_{аст} + \rho (c_b^2 - c_a^2)/2 + \Delta P - gz (\rho_{ат} - \rho);$$

$$P = -(-200) + 0,85 \cdot 35^2/2 + 3000 - 9,8 \cdot 100 \times (1,3 - 0,85) = 3680 \text{ н/м}^2.$$

Глава вторая

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

§ 2.1. Устройство одноступенчатого насоса и вентилятора

Устройство одноступенчатого *центробежного насоса* схематически показано на рис. 2.1, а, б. Жидкость через входной патрубок, отлитый заодно с крышкой, 1, поступает на лопасти рабочего колеса 2, сообщающие жидкости энергию, а затем в спиральную камеру 3, отлитую заодно с корпусом, и далее — в напорную линию. Основное назначение спиральной камеры — собрать жидкость, покинувшую рабочее колесо, и направить ее в напорную линию. Кроме того, в спиральной камере происходит частичное преобразование кинетической энергии в потенциальную, поскольку скорость жидкости на выходе из рабочего колеса значительно больше, чем скорость в спиральной камере.

Рабочее колесо насоса (рис. 2.2) обычно отливается заодно со ступицей 1, диском 2, рабочими лопастями 3 и кольцом 4 (покрывающим диск). Для уменьшения утечек в зазоре между

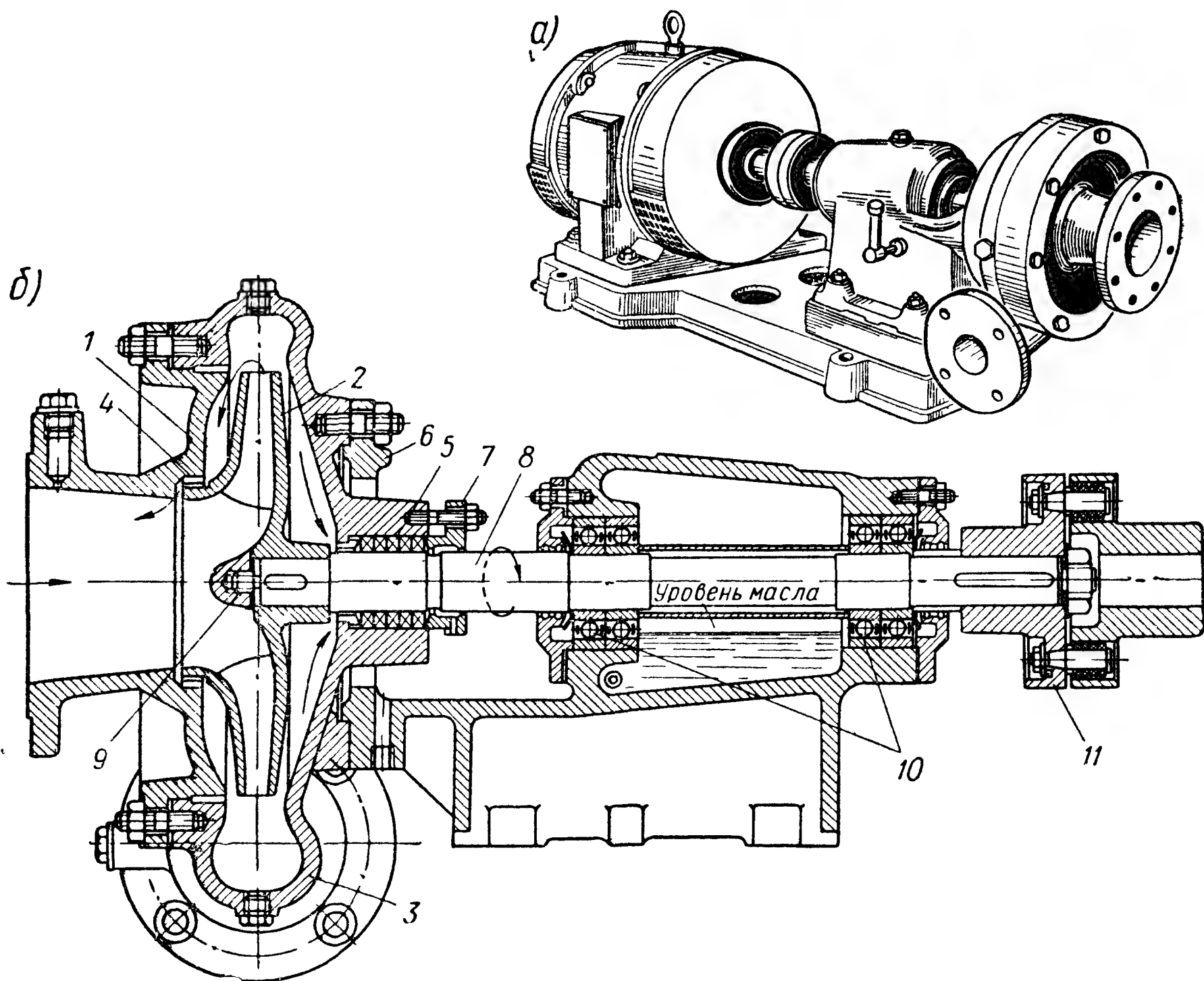


Рис. 2.1. Центробежный насос 6К-8:
а) общий вид насоса; б) продольный разрез

кольцом и корпусом применяют специальное уплотнение 4, а вдоль вала — уплотнение 5 (см. рис. 2.1), называемое сальником.

Конструкции центробежного вентилятора и центробежного насоса различаются только по выполнению деталей (рис. 2.3). Корпус насоса, как правило, литой, а корпус вентилятора обычно сваривается из листовой стали. Рабочее колесо вентилятора выполняется составным. Рабочие лопасти привариваются или приклепываются к кольцу и диску; диск крепится к ступице болтами. Часть спиральной камеры, наиболее близко расположенная к рабочему колесу, носит название языка (иногда его выполняют в виде отдельной вставки).

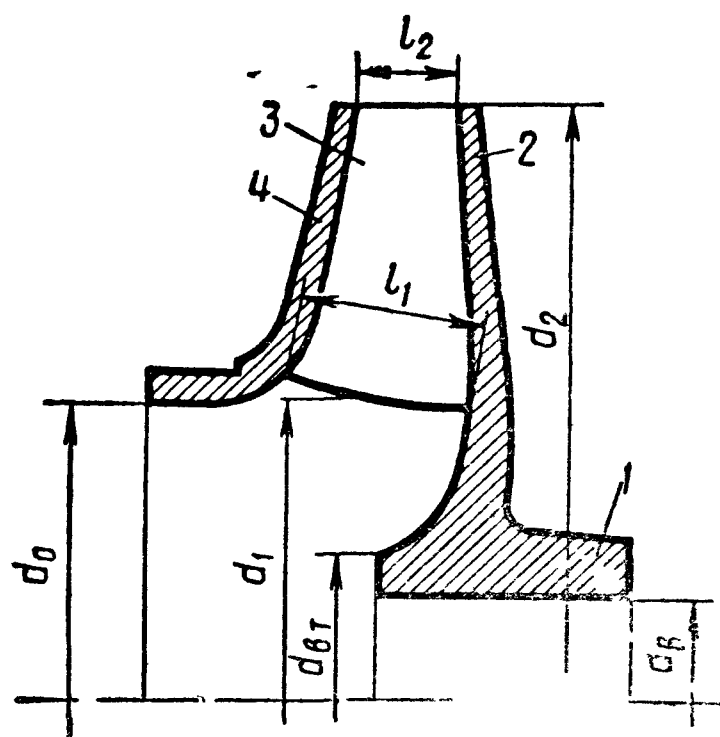


Рис. 2.2. Схема рабочего колеса центробежного насоса

Обозначения основных размеров вентилятора показаны на рис. 23.

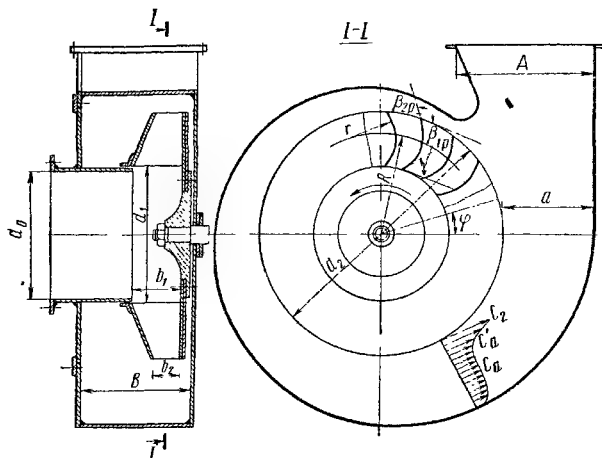


Рис 23 Схема центробежного вентилятора

§ 2.2. Рабочие колеса центробежного насоса и вентилятора

Разберем подробнее особенности рабочих колес и, в частности, остановимся на форме рабочих лопастей.

На рис. 2.2 и 2.3 показаны рабочие колеса с односторонним подводом жидкости. Часто машины выполняются с двусторонним подводом жидкости. На рис. 2.4, а, б показаны продольный разрез и внешний вид циркуляционного насоса с двусторонним подводом. Рабочее колесо такого насоса как бы вдвоено; подача насоса при этом удваивается.

Соотношения характерных размеров рабочих колес насосов и вентиляторов. Одним из важных параметров рабочего колеса является отношение диаметров выходных и входных кромок рабочих лопастей $m = d_2/d_1$. Для насосов обычно $m = 1,3 \div 3,5$; в среднем $m \approx 2$. Есть основания считать, что значение $m \approx 2$ близко к оптимальному.

С увеличением отношения диаметров возрастает доля повышения статического давления в переносном движении $(u_2^2 - u_1^2)/2$, вызванная действием центробежных сил. А так как гидравлические потери зависят от относительных скоростей ω_1 и ω_2 , возрастая с уменьшением отношения ω_2/ω_1 , то очевидно, что большим значениям m соответствуют меньшие гидравлические потери. С другой стороны, с ростом m увеличивается доля дис-

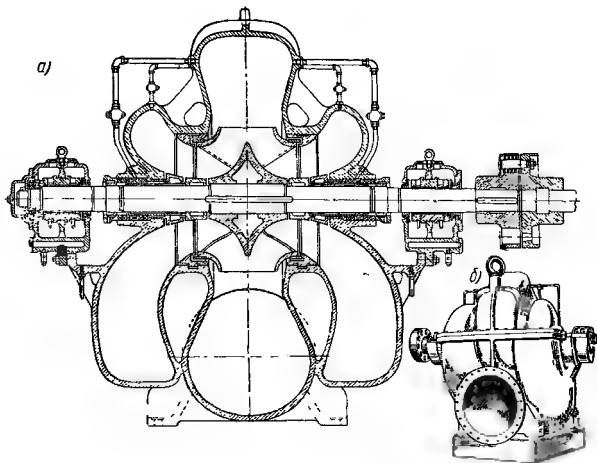


Рис 24 Насос с двусторонним подводом жидкости 48Д22

ковых потерь. Кроме того, сказывается также влияние изменения ширины лопастей и формы профилей, причем учесть эти факторы трудно. Однако очевидно, что суммарные потери достигают минимальной величины при некотором отношении диаметров $m_{\text{опт}}$, вообще говоря, различном для машин различных типов.

Рабочие колеса вентиляторов, предназначенных для проветривания помещений, обычно выполняются с малым отношением диаметров, так как для них характерны малые давления и большие подачи. Дутьевые вентиляторы и дымососы также стремятся выполнять с небольшими $m=1,25\div 1,4$ из-за того, что регулирование дутьевых вентиляторов и дымососов обычно осуществляется разного рода направляющими аппаратами, а эффективность такого регулирования тем выше, чем меньше отношение диаметров (см. § 6.5).

Большие отношения диаметров принимают иногда, чтобы уменьшить число оборотов машины.

Другой важной характеристикой рабочего колеса является относительная высота рабочих лопастей на входе: $\bar{l}_1 = l_1/d_1$. Если принять, что скорость перед рабочими лопастями c_1 мало отличается от скорости во входной воронке c_0 , а диаметры d_1 и d_0 также близки, то, согласно уравнению неразрывности, записанному для сечений во входной воронке и перед рабочим колесом, получим:

$$\mu_{v0} \pi d_0^2 c_0 / 4 = \pi d_1 l_1 c_1 \mu_{v1},$$

или

$$\bar{l}_1 = l_1/d_1 = 1/4, \quad (2.1)$$

где $c_{1r} = c_1 \approx c_0$; $d_1 \approx d_0$; $\mu_{v1} \approx \mu_{v0}$.

Формула (2.1) получена для машины с односторонним подводом. В случае двустороннего подвода уравнение неразрывности запишется несколько иначе:

$$\mu_{v0} \pi (d_0^2 - d_{\text{вт}}^2) c_0 / 4 = \mu_{v1} \pi d_1 l_1 c_{1r}.$$

Здесь $d_{\text{вт}}$ — диаметр втулки или вала.

Обозначая $v = d_{\text{вт}}/d_0$ и вводя «приведенный диаметр входа»

$$d_{1\text{пр}} = d_1 (1 - v^2),$$

снова получаем выражение (2.1)

$$\bar{l}_1 = l_1/d_{1\text{пр}} = 1/4. \quad (2.2)$$

Практически в насосах и компрессорах принимают значения $\bar{l}_1$, близкие к тем, которые получаются по (2.2); в вентиляторах,

как правило, принимают большие значения $\bar{l}_1 = 1/4 \div 1/2$. Некоторое увеличение относительной ширины l_1 , по сравнению с теоретическим значением, целесообразно, поскольку приводит к уменьшению относительной скорости перед рабочим колесом. Во всяком случае, аэродинамически совершенные вентиляторы с $\eta \approx 88\%$ характеризуются значением $\bar{l}_1 \approx 0,33$. К сожалению, вопрос о целесообразной величине параметра $\bar{l}_1$ нельзя считать решенным. Ориентировочно можно рекомендовать $\bar{l}_1 = 0,25 \div 0,4$.

В некоторых случаях, когда невозможно принять достаточно большое значение числа оборотов, приходится применять «узкие» рабочие колеса, характеризующиеся малым отношением $\bar{l}_1$. При этом можно ожидать снижение к. п. д. ступени на несколько процентов.

Еще одной характеристикой рабочего колеса является отношение высоты лопасти на выходе из рабочего колеса к высоте ее на входе. Обычным является рабочее колесо с коническим кольцом, обеспечивающим отношение $l_2/l_1 = d_1/d_2 = 1/m$, при котором радиальная проекция скорости перед лопастями и за ними одинакова. Иногда для упрощения изготовления рабочих колес, особенно вентиляторов, делают лопасти постоянной ширины, т. е. $l_2 = l_1$. Согласно некоторым опытам, переход от $l_2/l_1 = 1/m$ к $l_2 = l_1$ при $m > 1,4$ вызывает снижение к. п. д. машины на $(2 \div 3)\%$. Возможно, что отношение $l_2/l_1 = 1$ целесообразно принимать в очень узких рабочих колесах для увеличения средней высоты лопастей.

Часто для характеристики рабочего колеса используют безразмерный параметр $\bar{l}_2 = l_2/d_2$, который связан с предыдущими:

$$\bar{l}_2 = \frac{l_2}{d_2} = \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{d_1}{d_2},$$

или

$$\bar{l}_2 = \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{\bar{l}_1}{m}. \quad (2.3)$$

Для обычных рабочих колес с $l_2/l_1 = 1/m$

$$\bar{l}_2 = \bar{l}_1/m^2 = (0,25 \div 0,4)/m^2. \quad (2.4)$$

Если, например, $m = 2$, то теоретическому значению $\bar{l}_1 = 0,25$ соответствует $\bar{l}_2 = 0,06$; для вентиляторов с $m = 1,3$ и $\bar{l}_1 = 0,4$ получаем гораздо большую высоту лопастей: $\bar{l}_2 = 0,24$. Очевидно, что относительная высота рабочих лопастей на выходе $\bar{l}_2$ существенно зависит от отношения диаметров; при малом отношении диаметров лопасти оказываются широкими.

В последних ступенях рабочих колес центробежных компрессоров параметр $\bar{l}_2$ может значительно уменьшаться — до $\bar{l}_2 = 0,02 \div 0,03$, что приводит к снижению к. п. д.

Решающее влияние на форму характеристик и эффективность центробежных машин оказывает форма рабочих лопастей, которая характеризуется главным образом величиной входного и выходного углов лопастей β_{1p} и β_{2p} . В профилированных лопастях, загнутых назад (рис. 2.5, а), одна поверхность часто выполняется плоской. Выходной угол β_{2p} обычно не превышает 20° . Такие лопасти применяются в современных вентиляторах, отличающихся весьма высоким

к. п. д. (до 89%).

Лопасты, сильно загнутые назад, с выходным углом не более 30° (обычно $\beta_{2p} = (18 \div 25^\circ)$ — тонкие, практически непрофилированные, только входная кромка скруглена, а выходная — скошена (рис. 2.5, б). Рабочие колеса с такими лопастями обычно называют «колеса насосного типа», поскольку они широко применяются в насосах, а иногда — в последних ступенях центробежных компрессоров и в некоторых типах вентиляторов.

Рабочие колеса с загнутыми назад лопастями (с умеренным углом выхода $\beta_{2p} = (40 \div 50^\circ)$, рис. 2.5, в) называют «компрессорными», ибо они преимущественно распространены в

компрессорах (иногда в вентиляторах). Такие колеса развивают при той же окружной скорости заметно бóльший напор, чем насосные, однако к. п. д. ступеней несколько меньше.

Плоские лопасти (рис. 2.5, г) иногда используются в вентиляторах ввиду простоты их изготовления.

Лопасты, изображенные на рис. 2.5, д, е, ж, з, применяются исключительно в вентиляторах. На рис. 2.5, д показаны радиально оканчивающиеся лопасти ($\beta_{2p} = 90^\circ$). Радиальные лопасти (рис. 2.5, е) иногда используются в дымососах с целью уменьшения износа.

Лопасты, показанные на рис. 2.5, ж, типичны для вентиляторов и дымососов, выпускавшихся серийно до недавнего времени. Вентиляторы с такими лопастями обеспечивают весьма высокое давление, однако к. п. д. их не превосходит $(70 \div 73)\%$.

Лопасты, приведенные на рис. 2.5, з, имеют выходной угол

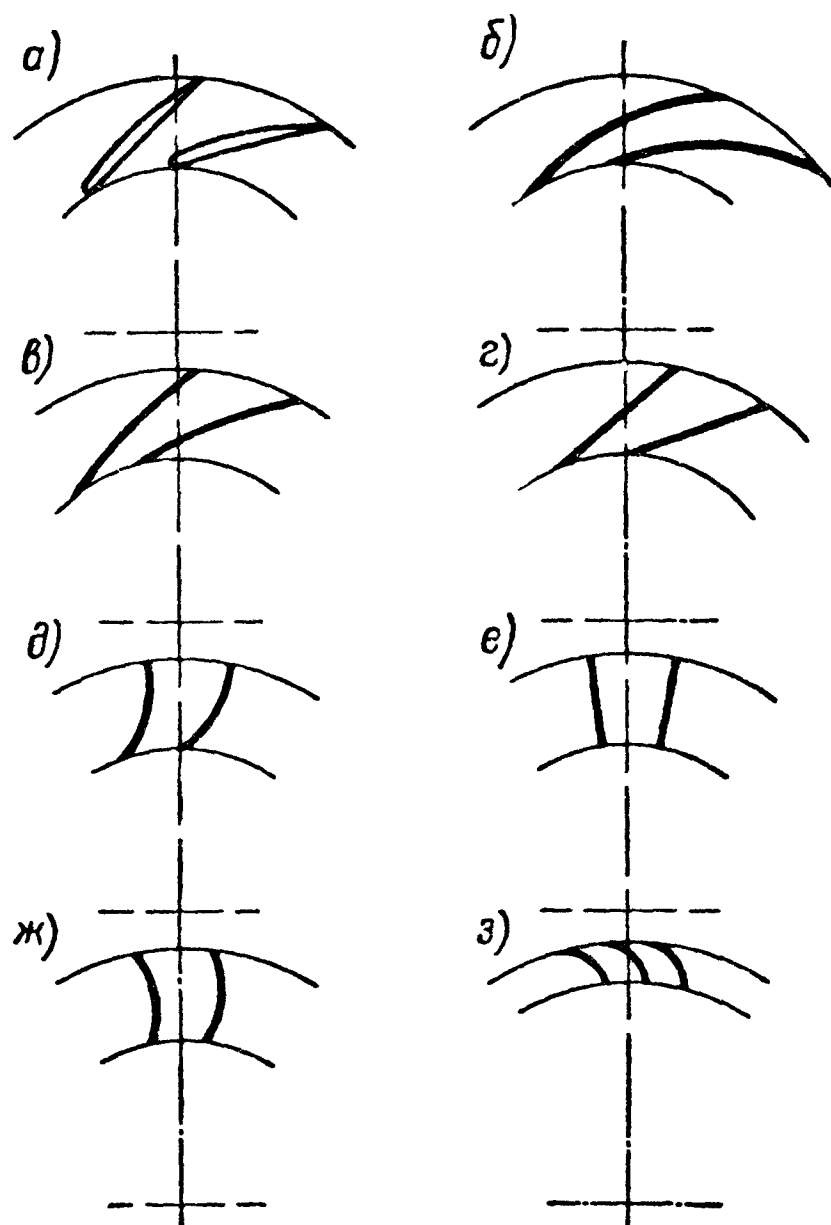


Рис. 2.5. Характерные случаи выполнения лопастей

$\beta_{2p} = 180^\circ$ и входной — около 90° , что обусловлено технологией их изготовления. Такие лопасти получают из стальной ленты, в которой выштамповываются корытообразные разрезы. Рабочее колесо с такими лопастями показано на рис. 2.6. При одинаковой окружной скорости вентиляторы с $\beta_{2p} = 180^\circ$ развивают давление примерно в 4 раза большее, чем вентиляторы с загнутыми назад лопастями, т. е. для достижения заданного давления они требуют вдвое меньшей окружной скорости и поэтому работают более бесшумно. Такие вентиляторы нашли применение для проветривания общественных помещений и цехов.

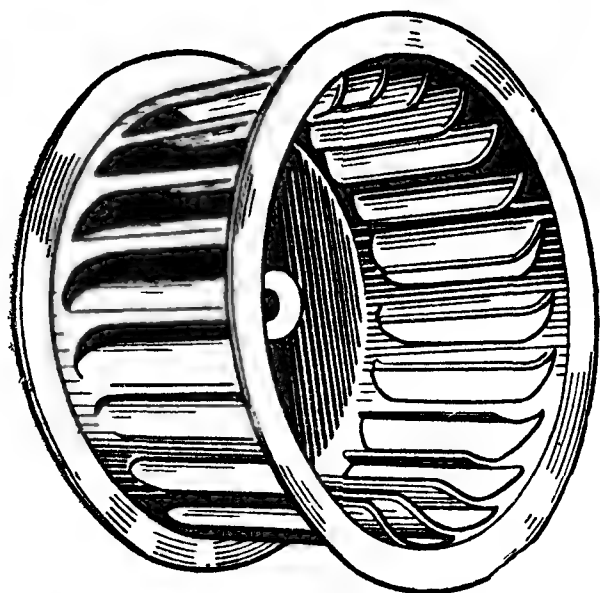


Рис. 2.6. Рабочее колесо с выходным углом лопастей $\beta_{2p} = 180^\circ$

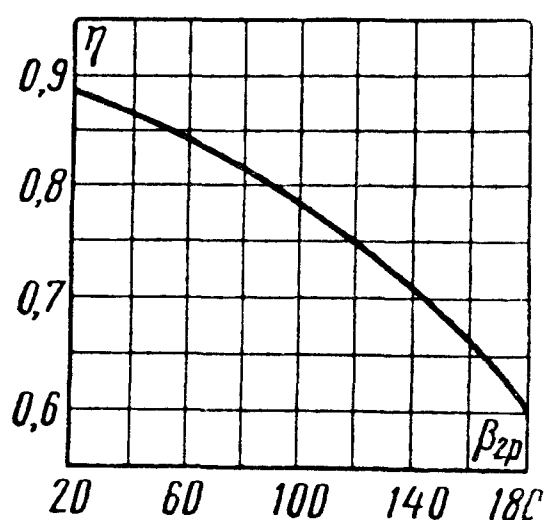


Рис. 2.7. Характер зависимости максимального к. п. д. вентилятора от угла β_{2p}

Как показано в § 2.3, с увеличением выходного угла лопастей уменьшается степень реактивности рабочего колеса и, как следствие, к. п. д. машины. Примерный график зависимости максимального к. п. д. вентилятора от β_{2p} показан на рис. 2.7.

Кроме входного и выходного углов лопастей, заметное влияние на эффективность работы машины оказывает форма рабочих лопастей. От нее зависит распределение скоростей на обводах лопастей, которое, в свою очередь, влияет на величину потерь. Профилированные лопасти обеспечивают более высокий к. п. д., чем лопасти постоянной толщины. Некоторое влияние оказывает и форма средней линии лопасти (геометрическое место центров окружностей, вписанных в профиль лопасти окружностей).

При профилировании входной кромки лопасти следует учитывать, что вследствие поворота потока перед рабочим колесом поле скоростей c_1 неравномерно. Поэтому для обеспечения оптимального угла атаки вдоль всей входной кромки последнюю выполняют скошенной (см. рис. 2.4). В некоторых случаях изготавливают лопасти переменного профиля (двойкой кривизны). Они сложны в изготовлении, поэтому применяются в насосах, где от-

ливка рабочего колеса при серийном производстве не вызывает больших затруднений.

Профилированные лопасти также сложны в изготовлении; их стали использовать в последнее время в крупных дутьевых вентиляторах и дымососах с целью повышения к. п. д. машин.

Треугольники скоростей. На рис. 2.8 представлены треугольники скоростей на входе и выходе из рабочего колеса.

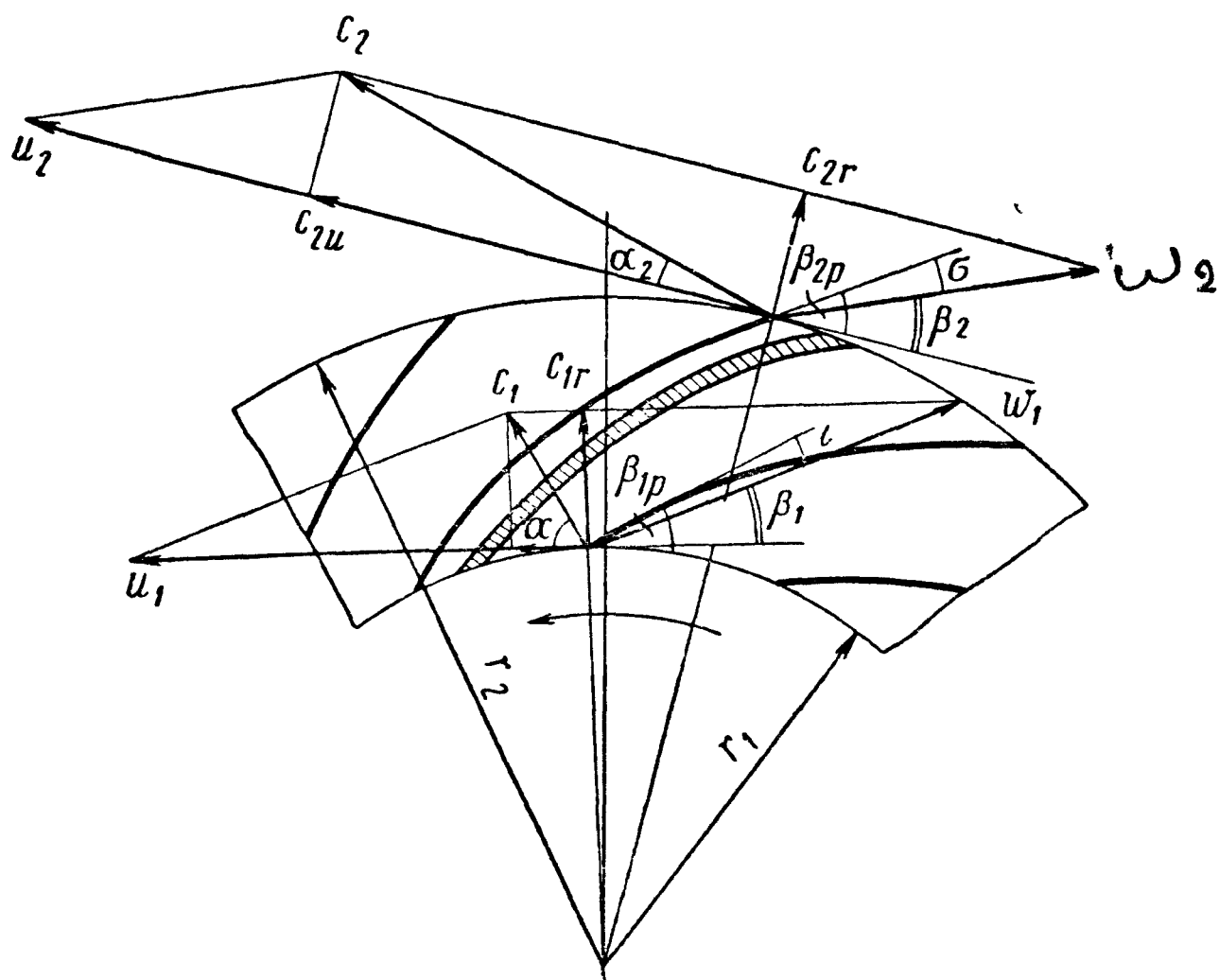


Рис. 2.8. Треугольники скоростей

При отсутствии направляющих лопастей перед рабочим колесом и симметричном входном участке, обеспечивающем осевой подвод жидкости к входному патрубку, направление вектора абсолютной скорости перед рабочим колесом c_1 зависит только от режима работы насоса, определяемого отношением подачи насоса V к ее расчетной величине V_p . Однако в большом диапазоне режимов работы угол α_1 между векторами абсолютной и окружной скорости ($\vec{c}_1, \vec{u}_1$) близок 90° . Как пример на рис. 2.9 приведен график зависимости угла закручивания потока ($90 - \alpha_1$) от подачи одного из вентиляторов (по опытам ЦАГИ). Как можно видеть, при малой подаче угол закручивания приближается к 90° ($\alpha_1 \approx 0$); по мере увеличения подачи он интенсивно уменьшается; в области расчетных режимов работы и при большей подаче не превышает 2° .

Закручивание потока отчасти вызвано воздействием входных кромок рабочих лопастей, однако главная причина закручивания потока при малых расходах жидкости — обратные течения

жидкости в рабочем колесе. Подробнее этот вопрос рассматривается в § 2.9.

Угол между направлениями относительной скорости на входе в рабочее колесо ω_1 и касательной к средней линии рабочей лопасти (на входной кромке) называют углом атаки i_p (см. рис. 2.8):

$$i_p = \beta_{1p} - \beta_1. \quad (2.5)$$

Величина его может изменяться в широких пределах в зависимости от режима работы. Легко убедиться, что с увеличением подачи угол атаки уменьшается. На расчетном режиме работы, в области максимального к. п. д., $i_p \approx (-2 \div 5^\circ)$ — при малых углах лопастей $\beta_{1p} \leq (40 \div 50^\circ)$ и $i_p = (30 \div 40^\circ)$ — при больших углах $\beta_{1p} = (150 \div 160^\circ)$.

Угол между направлениями относительной скорости ω_2 и касательной к средней линии лопасти в выходной кромке называют углом отставания потока σ_p :

$$\sigma_p = \beta_{2p} - \beta_2. \quad (2.6)$$

Определение угла σ_p является одной из важных задач теории и практики. В области расчетных режимов работы $\sigma_p = (5 \div 10^\circ)$. В отличие от угла атаки, угол отставания потока слабо зависит от режима работы при безотрывном обтекании профилей. Кроме того, величина σ_p всегда положительная, т. е. поток всегда отклоняется в сторону, противоположную вращению рабочего колеса.

Из треугольников скоростей (см. рис. 2.8) следуют простые зависимости:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_{1r}/(u_1 - c_{1u}); \quad \operatorname{tg} \beta_2 = c_{2r}/(u_2 - c_{2u}). \quad (2.7)$$

В дальнейшем на расчетном режиме работы при отсутствии направляющего аппарата будем принимать $c_{1u} = 0$.

§ 2.3. Вывод и анализ уравнения Эйлера

Уравнением Эйлера устанавливается зависимость между скоростями потока и энергией, сообщаемой жидкости или газу.

Для вывода уравнения Эйлера выделим в потоке элементарную струйку, ограниченную радиусами r_1 и r_2 и смежными поверхностями тока (см. рис. 2.8), и применим к ней теорему моментов количества движения, имея в виду, что r_1' и r_2' в (1.6) — расстояния от векторов скорости c_1 и c_2 до оси.

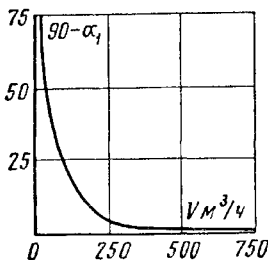


Рис. 2.9 Зависимость угла закручивания потока перед рабочим колесом центробежного вентилятора от подачи

Обозначая dG_k — массовый расход элементарной струйки, dM — момент внешних сил и учитывая, что радиальные проекции скорости момента не дают, получаем

$$dG_k (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) = dM,$$

где $r_2 = d_2/2$; $r_1 = d_1/2$.

Теперь, умножая обе части равенства на угловую скорость вращения ротора ω , получаем уравнение Эйлера для элементарной струйки

$$dG_k (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) = dN, \quad (2.8)$$

где $dN = \omega dM$ — энергия, сообщаемая элементарной струйке в единицу времени.

Суммарная мощность

$$N_T = \int_0^N dN = \int_0^G (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) dG_k,$$

или

$$N_T = G_k (u_2 c_{2u}^{cp} - u_1 c_{1u}^{cp}), \quad (2.9)$$

где c_{1u}^{cp} , c_{2u}^{cp} — осредненные по расходу окружные проекции скоростей:

$$c_{2u}^{cp} = \frac{1}{G_k} \int_0^G c_{2u} dG; \quad c_{1u}^{cp} = \frac{1}{G_k} \int_0^G c_{1u} dG.$$

Поскольку в дальнейшем рассматриваем только осредненные величины c_{1u} и c_{2u} , верхний индекс опускаем.

Мощность N_T принято называть теоретической, она не учитывает трение дисков о жидкость (ΔN_d) и механические потери в подшипниках (ΔN_m). Суммарная мощность, потребляемая машиной, определяется суммой:

$$N_e = N_T + \Delta N_d + \Delta N_m. \quad (2.10)$$

Необходимо подчеркнуть, что в уравнении Эйлера G_k — фактический расход жидкости через рабочее колесо, превышающий подачу машины на величину утечек в уплотнениях ΔG :

$$G = G_k - \Delta G.$$

Ранее мы условились называть напором энергию, сообщенную 1 кг жидкости. Если бы вся теоретическая мощность N_T сообщалась жидкости, то ей соответствовал бы напор H_T , называемый теоретическим:

$$H_T = N_T / G_k = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}. \quad (2.11)$$

Действительный напор H меньше теоретического на величину гидравлических потерь в машине:

$$H = H_T - \sum \Delta H, \quad (2.12)$$

или

$$H = \eta_h H_T, \quad (2.13)$$

где $\eta_h = H/H_T = 1 - \sum \Delta H/H_T$ — гидравлический к. п. д.

В зависимости от соотношений геометрических размеров, особенно от выходного угла лопастей β_{2p} , гидравлический к. п. д. изменяется в пределах: $\eta_h = 0,7 \div 0,93$.

Все приведенные зависимости в равной мере справедливы для насосов и компрессоров, поскольку уравнение Эйлера справедливо для течения сжимаемой жидкости.

В теории вентиляторов, как уже указывалось, удобно пользоваться понятием «давление»: теоретическое —

$$P_T = N_T/V = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (2.14)$$

и действительное —

$$P = P_T - \sum \Delta P, \quad (2.15)$$

где $\sum \Delta P$ — суммарные потери давления в вентиляторе. Очевидно, что (2.14) и (2.15) справедливы только для течения несжимаемой жидкости.

Из вывода уравнения Эйлера следует, что передача энергии жидкости осуществляется путем изменения момента количества движения жидкости, проходящей через рабочее колесо. Однако это уравнение не отвечает на вопрос, из каких частей складывается переданная энергия, каково соотношение между кинетической и потенциальной энергией. Чтобы ответить на поставленный вопрос, преобразуем уравнение Эйлера с помощью зависимости между скоростями:

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2uc_u,$$

следующей непосредственно из треугольников скоростей. После подстановки значения uc_u из (2.11) получаем

$$H_T = (u_2^2 - u_1^2)/2 + (w_1^2 - w_2^2)/2 + (c_2^2 - c_1^2)/2. \quad (2.16)$$

Третий член уравнения (2.16) выражает изменение кинетической энергии жидкости при прохождении через рабочее колесо, первые два — изменение потенциальной энергии. Очевидно, что потенциальная энергия увеличивается как в относительном движении — за счет уменьшения кинетической энергии $(w_1^2 - w_2^2)/2$, так и в переносном движении — $(u_2^2 - u_1^2)/2$.

Итак, сумма первых двух членов (2.16) определяет возможное (при отсутствии потерь) повышение статического напора в

рабочем колесе, называемого теоретическим статическим напором:

$$H_{\text{т ст}} = (u_2^2 - u_1^2)/2 + (\omega_1^2 - \omega_2^2)/2. \quad (2.17)$$

Важной характеристикой ступени является отношение теоретического статического напора к теоретическому напору, которое называется *степенью реактивности*:

$$\theta = \frac{H_{\text{т ст}}}{H_{\text{т}}} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})}. \quad (2.18)$$

При отсутствии предварительного закручивания потока ($c_{1u}=0$) и равенстве радиальных проекций скоростей ($c_{1r}=c_{2r}$) формула (2.18) имеет простой вид:

$$\theta = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}. \quad (2.19)$$

Для насосов характерны значения $\theta=0,6 \div 0,8$; у некоторых типов вентиляторов с сильно загнутыми вперед лопастями значение θ может уменьшаться почти до нуля.

С увеличением степени реактивности уменьшается доля изменения динамического напора, в частности уменьшается доля динамического напора $c_2^2/2$. А так как преобразование кинетической энергии в потенциальную в спиральных камерах сопровождается большими потерями, то, как правило, с увеличением степени реактивности (по крайней мере, до $\theta=0,8$) к. п. д. машины возрастает.

Теоретические характеристики насосов и вентиляторов. Уравнение Эйлера позволяет построить теоретические характеристики насосов и вентиляторов, представляющие зависимость теоретического напора и теоретической мощности от подачи. Действительно, приняв для упрощения в уравнении Эйлера $c_{1u}=0$ и заменив

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

получим

$$H_{\text{т}} = u_2^2 \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (2.20)$$

Поскольку радиальная проекция скорости пропорциональна подаче

$$c_{2r} = \frac{V}{\pi d_2 l_2 u_{r2}},$$

то вместо (2.20) можно записать

$$H_{\text{т}} = A - BV_{\text{т}} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (2.21)$$

где $A = u_2^2$; $B = \frac{u_2}{\pi d_2 l_2 u_{r2}}.$

Для данного насоса с постоянным числом оборотов $A = \text{const}$ и $B = \text{const}$; следовательно, зависимость $H_T = f(V)$ — линейная, если пренебречь изменением угла выхода потока из рабочих лопастей, т. е. принять $\beta_2 = \text{const}$. Теоретические характеристики центробежных насосов и вентиляторов представлены на рис. 2.10: при углах выхода потока $\beta_2 < 90^\circ$ теоретический напор уменьшается с ростом подачи ($\text{ctg } \beta_2 > 0$); углу $\beta_2 = 90^\circ$ соответствует постоянный теоретический напор, а при $\beta_2 > 90^\circ$ он возрастает с увеличением подачи.

Нетрудно также установить зависимость теоретической мощности N_T от подачи:

$$N_T = \rho V_k (A - BV_k \text{ctg } \beta_2), \quad (2.22)$$

которая является параболической (три нижние кривые на рис. 2.10). Действительные характеристики насосов заметно отличаются от теоретических; этот вопрос подробнее рассмотрен в § 5.1.

§ 2.4. Радиальная решетка

Течение жидкости в рабочем колесе имеет сложный пространственный характер, что существенно затрудняет его исследование, даже если пренебречь влиянием вязкости жидкости.

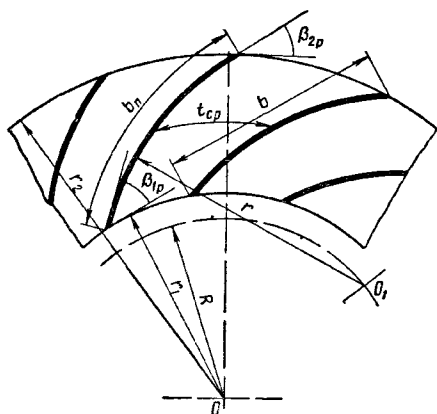


Рис. 2.11. Схема радиальной решетки

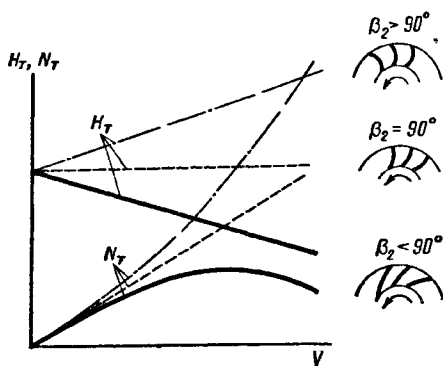


Рис. 2.10 Теоретические характеристики центробежных машин

Для упрощения анализа трехмерную модель течения заменяют двухмерной, сохраняющей основные свойства реального течения. Для этого условно рассекают лопасти в рабочем колесе плоскостью, перпендикулярной оси вращения, получая на ней сечения лопастей, образующих радиальную (круговую) решетку. Течение в области радиальной решетки (рис. 2.11) рассматрива-

ется как плоскопараллельное, т. е. одинаковое во всех плоскостях, параллельных плоскости чертежа. Если лопасти имеют постоянную высоту ($l_2 = l_1$), то такая решетка служит удовлетворительной упрощенной моделью действительного течения.

Радиальная решетка характеризуется в основном теми же параметрами, что и рабочее колесо: отношением $m = r_2/r_1$, углами β_{1p} и β_{2p} и числом лопастей z_p . Однако число лопастей не является определяющим параметром: оно может характеризовать решетку только вместе с отношением диаметров m . Поэтому вмес-

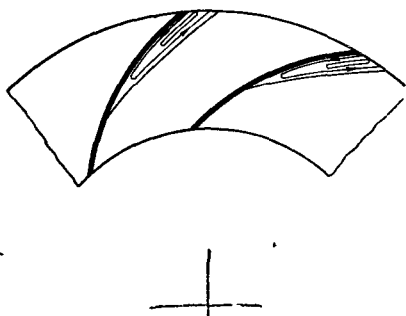


Рис 2.12. Схема течения в решетке при большом относительном шаге

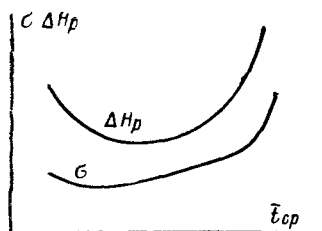


Рис 2.13. Характер зависимости потерь в решетке и угла отставания потока от относительного шага

то z_p вводят понятие *относительного шага* — отношение среднего шага $t_{cp} = 2\pi r_{cp}/z_p = \pi(r_1 + r_2)/z_p$ к хорде профиля b или его длине b_n :

$$\bar{t}_{cp} = t_{cp}/b; \quad \bar{t}'_{cp} = t_{cp}/b_n.$$

Если профиль очерчен по логарифмической спирали, то

$$b_n = (r_2 - r_1)/\sin \beta_p.$$

Для профилей произвольной формы, но с малым углом β_{2p} приближенно можно принять

$$b_n = (r_2 - r_1)/\sin \frac{\beta_{2p} + \beta_{1p}}{2}.$$

Тогда

$$\bar{t}'_{cp} = \frac{\pi}{z_p} \cdot \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1p} + \beta_{2p}}{2}. \quad (2.23)$$

Согласно опытным и теоретическим исследованиям, величина относительного шага $\bar{t}'_{cp}$ оказывает значительное влияние на течение в решетке. При большом относительном шаге (малом

числе лопастей) и значительном угле изгиба профилей $\Delta\beta_p = \beta_{2p} - \beta_{1p}$ появляется отрыв потока от лопастей, что вызывает резкое увеличение потерь и угла отставания потока (рис. 2.12). Вследствие отрыва потока с тыльной стороны профилей в каналах образуются вихревые зоны, на поддержание движения в которых расходуется часть энергии.

При малом относительном шаге профили обтекаются практически без отрыва потока, угол отставания потока невелик. Но если относительный шаг слишком мал (число лопастей слишком велико), то возрастают потери на трение. Характер зависимости потерь на рабочих лопастях ΔH_p и угла отставания потока σ_p от относительного шага показан на рис. 2.13. Некоторое возрастание угла отставания потока с уменьшением $\bar{l}_{cp}$ связано с возрастанием относительной толщины пограничного слоя на обводах профилей.

Величина оптимального относительного шага $\bar{l}'_{cp}$ зависит в основном от выходного угла лопастей β_{2p} , разности $\Delta\beta_p = \beta_{2p} - \beta_{1p}$ и относительной толщины профилей $\delta = \delta/l_n$. С увеличением угла β_{2p} возрастает нагрузка на лопасть, поскольку увеличивается теоретический напор. Чтобы компенсировать увеличение нагрузки, нужно увеличить число лопастей. Итак, большему углу изгиба лопастей $\Delta\beta_p$ соответствует меньший оптимальный относительный шаг. Увеличение относительной толщины лопаток, неизбежное, например, в насосах небольших размеров, должно вызывать уменьшение оптимального числа рабочих лопастей во избежание существенного загромождения межлопастных каналов.

Некоторое влияние на оптимальную величину $\bar{l}'_{cp}$ должно оказывать также отношение диаметров m , однако это влияние, равно как и влияние уже рассмотренных факторов, не изучено в достаточной степени.

На основании экспериментальных исследований рабочих колес насосов, вентиляторов и компрессоров можно рекомендовать $\bar{l}'_{cp} = 0,3 \div 0,5$ (меньшие значения при $\beta_{2p} > 40 \div 50^\circ$, а большие — при $\beta_{2p} = 20 \div 25^\circ$).

Тогда, согласно (2.24), соответствующее число рабочих лопастей

$$z_p^- = (6,5 \div 11) \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1p} + \beta_{2p}}{2}. \quad (2.24)$$

Угол атаки $i_p = \beta_{1p} - \beta_1$ также оказывает существенное влияние на характер течения, особенно на величину потерь в решетке. Здесь уместно оговориться, что угол атаки не является геометрической характеристикой, а зависит от режима работы; с увеличением расхода угол атаки уменьшается.

При больших положительных углах атаки (рис. 2.14, а) происходит отрыв с тыльной стороны профиля, образующаяся вих-

ревая область является источником больших потерь. При нормальных углах атаки (рис. 2.14, б) имеет место почти безотрывное обтекание профилей; небольшой отрыв потока, вызванный большим градиентом скорости (резким замедлением течения), может наблюдаться лишь вблизи выходной кромки на тыльной стороне лопасти.

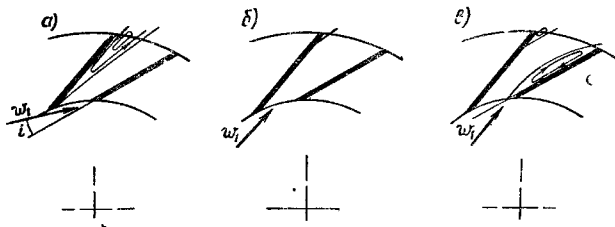


Рис. 2.14. Схема течения в радиальной решетке при различных углах атаки

При больших отрицательных углах атаки (рис. 2.14, а) образуется вихревая область на лицевой стороне профиля; потери и угол отставания потока возрастают.

Потери в рабочем колесе принято оценивать в долях от динамического напора, соответствующего относительной скорости перед рабочими лопастями:

$$\Delta H_p = \zeta_p w_1^2 / 2. \quad (2.25)$$

Коэффициент потерь на рабочих лопастях ζ_p определяется опытным путем и зависит от формы, числа рабочих лопастей и угла атаки. С увеличением выходного угла лопастей потери в рабочем колесе довольно резко возрастают и, следовательно, коэффициент потерь ζ_p также увеличивается (рис. 2.15). К сожалению, систематические данные по зависимости $\zeta_p = f(i_p)$ отсутствуют, и рис. 2.15 следует рассматривать лишь как иллюстрацию. Однако твердо установлено, что оптимальный угол атаки, при котором потери в рабочем колесе достигают минимальной величины, зависит от угла изгиба профилей $\Delta\beta_p$. Малым углом изгиба профилей $\Delta\beta_p = (0 \div 5)^\circ$ соответствует оптимальное значение угла атаки $i_p = (-2 \div +2)^\circ$, обычное для решеток осевых насосов и компрессоров. По мере увеличения углов $\Delta\beta_p$ или β_{2p} растет и оптимальный угол атаки; очень большим углом $\Delta\beta_p = (140 \div 150)^\circ$ соответствует $i_p = (20 \div 30)^\circ$ [2]. Поскольку при таких больших углах атаки заведомо происходит отрыв потока, начиная со входной кромки лопастей, то необходимо разобратся, почему эти углы атак обеспечивают минимальные потери в решетке. Для этого рассмотрим две решетки с одинаковыми от-

ношением диаметров m , выходными углами β_{2p} и треугольниками скоростей на входе. В первой решетке входной угол лопасти выбран так, чтобы $i_p = 0$ (рис. 2.16, а), а во второй — $i_p = 30^\circ$ (рис. 2.16, б). Как видим, в первом случае входной участок межлопастных каналов характеризуется резким возрастанием площади проходного сечения; образуется диффузор с большим уг-

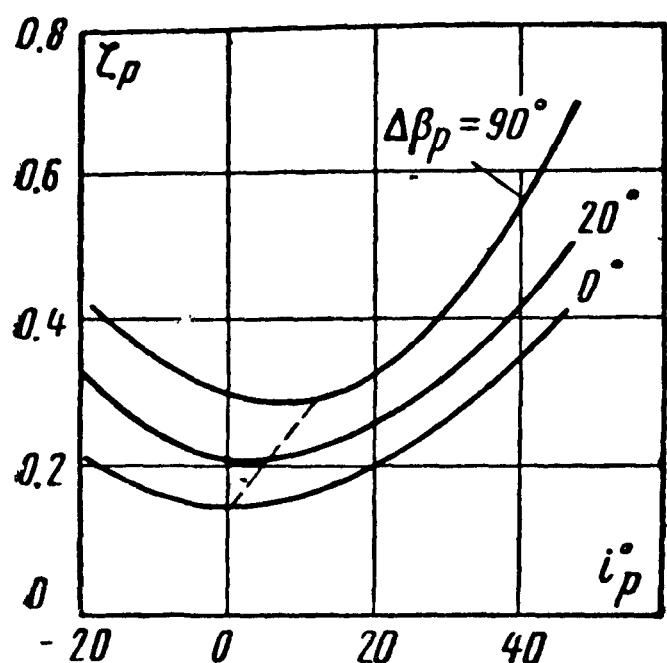


Рис. 2.15. Характер зависимости коэффициента потерь на рабочих лопастях от угла атаки

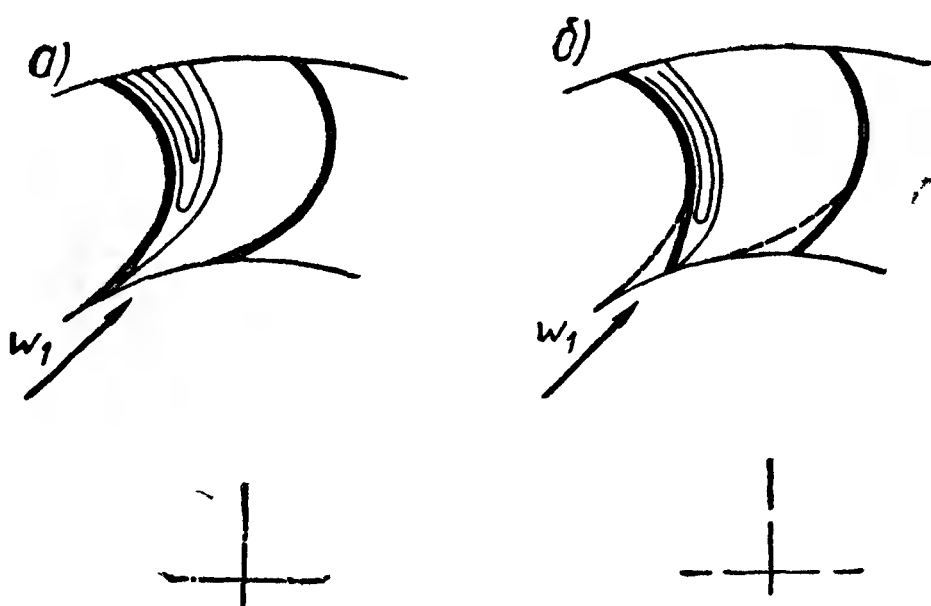


Рис. 2.16. К определению оптимального угла атаки

лом раскрытия, что приводит к отрыву потока вблизи входных кромок. Во втором случае отрыв потока происходит прямо со входной кромки, образуется большая вихревая область, однако средний уровень скоростей меньше, чем в первом случае. Кроме того, в основной части каналов поток поворачивается на меньший угол, при этом к выходному сечению средняя скорость увеличивается, что вызывает уменьшение вихревых зон. В итоге потери во втором случае меньше, чем в первом.

Примерный график зависимости оптимального угла атаки рабочих лопастей от выходного угла лопастей, полученный на основании поверочных расчетов насосов и вентиляторов, приведен на рис. 2.17. Он позволяет удовлетворительно оценивать оптимальные углы атаки, однако в ответственных случаях необходимо экспериментально определять оптимальный угол атаки (особенно при доводке машины), поскольку зависимость $i_{opt} = f(\beta_{2p})$ не однозначна. Более того, оптимальный угол атаки практически определяется для выполненной машины, т. е. при заданном входном угле лопастей. При проектировании машины должна

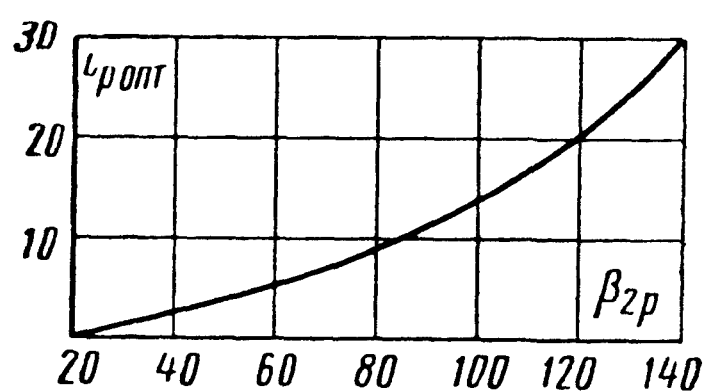


Рис. 2.17. Характер зависимости оптимального угла атаки от выходного угла лопастей

решаться другая задача: нужно найти угол атаки (и соответственно входной угол лопасти), при котором заданным треугольникам скоростей на входе и выходе из рабочего колеса соответствуют минимальные потери в рабочем колесе. В общем случае оптимальные углы атаки в первой и второй постановках задачи не совпадают. К сожалению, вторая задача, представляющая наибольший практический интерес, далека от решения.

Угол отставания потока $\sigma_p = \beta_{2p} - \beta_2$ во вращающейся радиальной решетке может возникать по двум причинам. Во-первых, отставание потока в неподвижных радиальных или осевых решетках объясняется свойством решеток несколько «недокручивать» поток. Как показывают теория и эксперимент, при сильно загнутых назад лопастях $\beta_{2p} = (20 \div 30)^\circ$ и обычных для рабочих колес значениях относительного шага $t_{cp} \approx 0,4 \div 0,5$ угол отставания потока невелик. $\sigma_p \approx (1 \div 2)^\circ$. Однако в случае загнутых вперед лопастей он может достигать заметной величины $(10 \div 15)^\circ$. Приблизительно оценить угол отставания потока в неподвижной радиальной решетке позволяет эмпирическая формула, полученная Хоуэллом для осевых решеток [3].

$$\sigma_0 = \beta_{2p} - \beta_{20} = (0,25 \div 0,35) \Delta\beta_p \sqrt{\bar{t}_{cp}}, \quad (2.26)$$

где σ_0 — угол отставания в неподвижной решетке; β_{20} — угол выхода потока из неподвижной радиальной решетки.

Диапазону изменения относительного шага $\bar{t}'_{cp} = 0,35 \div 0,5$ соответствует угол отставания потока $\sigma_0 = (1/4 \div 1/7) \Delta\beta_p$ и, следовательно, угол выхода потока $\beta_{20} = \beta_{2p} - (1/4 \div 1/7) (\beta_{2p} - \beta_{1p})$.

Во-вторых, при вращении решетки появляется дополнительное отставание потока, вызванное влиянием вихревого движения в межлопастных каналах. Рассмотрим этот вопрос подробнее [2].

Относительное движение в межлопастных каналах можно схематически рассматривать как сумму трех движений жидкости: а) в неподвижной решетке; б) вихревого движения внутри межлопастных каналов; в) циркуляционного движения вокруг лопастей.

Выберем для простоты решетку с прямыми радиальными лопастями (рис. 2.18). Предположим, что перед вращающейся решеткой (рабочим колесом) расположена неподвижная решетка (направляющий аппарат), закручивающая поток в сторону вращения решетки так, что $c_{1u} = u_1$. При этом направление относительной скорости на входе в решетку совпадает с направлением лопастей ($\beta_1 = \beta_{1p} = 90^\circ$).

Движение жидкости относительно неподвижной решетки показано на рис. 2.18, канал I. В этом случае, если пренебречь влиянием трения, поле скоростей равномерно, окружные проекции скоростей равны нулю; скорость потока изменяется обратно пропорционально радиусу сечения (предполагается $l_2 = l_1$). От-

ставание потока в неподвижной решетке радиальных пластин при радиальном входе отсутствует.

Происхождение вихревого движения внутри межлопастных каналов (рис. 2.18, канал II) легко объясняется следующим образом. При вращении решетки движение межлопастных каналов может быть представлено как сумма: а) поступательного движения, причем центр канала A перемещается по окружности

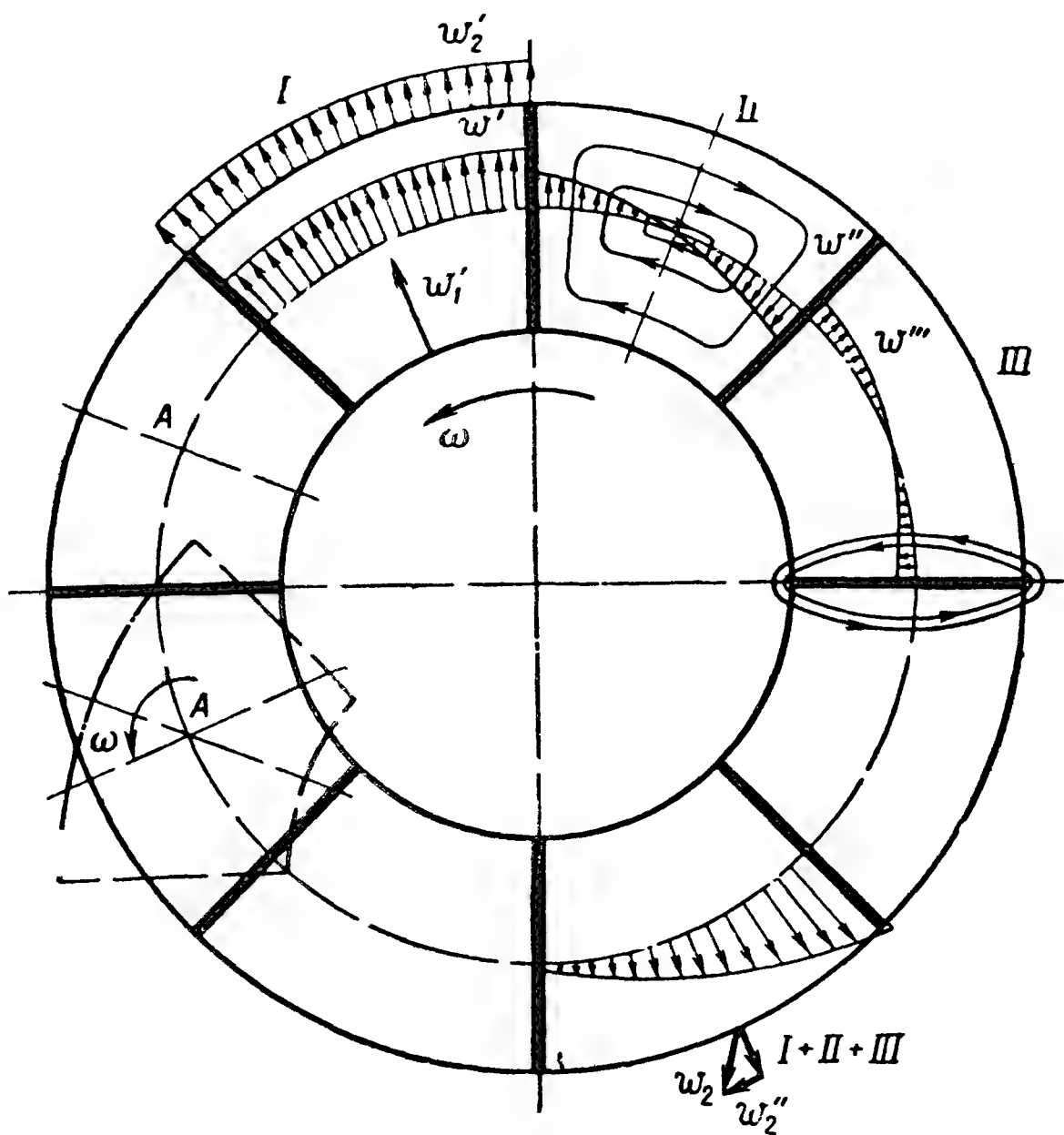


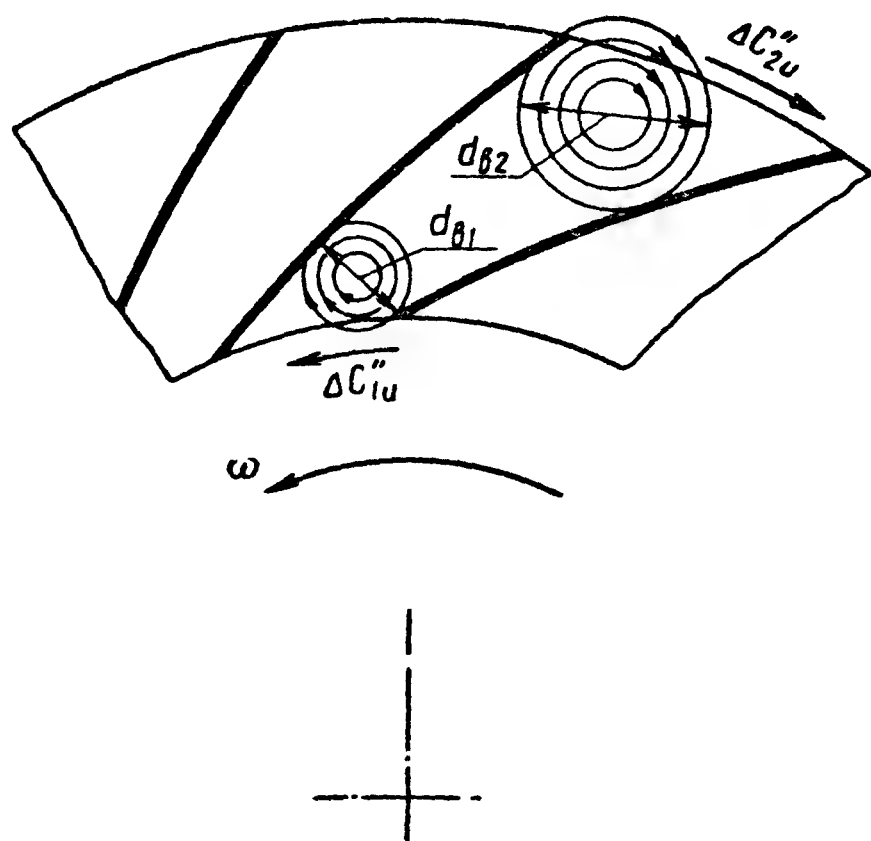
Рис 2.18 Относительное движение в межлопастных каналах

(показано пунктиром на рис. 2.18); б) вращательного движения канала относительно его центра с угловой скоростью, равной угловой скорости вращения решетки ω .

При отсутствии сил вязкости жидкость внутри каналов вращаться не будет (в абсолютном движении), движение стенок канала вызовет лишь деформацию линий тока. Именно поэтому в системе координат, связанных со стенками канала (т. е. в относительном движении), наблюдатель увидит вращательное движение жидкости в сторону, противоположную вращению решетки (рис. 2.18, канал II, где также приведено распределение скоростей в средней части канала w''). Вращательное движение вызывает отклонение потока до решетки (в сторону ее вращения) и после нее (в противоположную сторону). Однако изменение среднего направления движения перед решеткой, вызванное

воздействием самой решетки, невозможно, если отсутствуют силы вязкости. Поэтому к двум рассмотренным движениям необходимо добавить еще третье, называемое циркуляционным, которое вызывает такое же отклонение потока перед решеткой, как и второе течение, но только в противоположную сторону (ω''' , рис. 2.18, канал III).

Суммарное течение в относительном движении также показано на рис. 2.18, канал (I+II+III). Среднее направление скорости на входе в решетку остается таким же, как и в неподвижной решетке (ω_1'), однако



среднее направление относительной скорости на выходе из решетки ω изменяется. Детальный анализ показывает, что всегда отклонение потока производится в сторону, противоположную вращению решетки.

Итак, угол отставания потока всегда больше во вращающейся решетке, чем в неподвижной. Этот вывод остается справедливым и для реального течения вязкой жидкости; влияние вязкости приводит лишь к небольшим количественным изменениям.

Рис. 2.19. К выводу формулы Стодола

Теоретическое определение угла отставания потока возможно. Но даже для простейшего случая течения несжимаемой жидкости в решетке постоянной высоты решение задачи оказывается весьма громоздким. Поэтому существует большое количество приближенных теоретических, полуэмпирических и эмпирических формул, позволяющих определять угол отставания потока во вращающейся решетке. Особого внимания заслуживает формула А. Стодола, основоположника теории паровых турбин. Ниже приводится вывод формулы для определения окружной проекции скорости c_{2u} для конечного числа лопастей. Здесь использована основная идея Стодола о замене сложного вихревого движения простой моделью кругового вихря [4]. Но в отличие от метода Стодола, учтено влияние циркуляционного течения, что позволяет учесть влияние отношения диаметров m .

Схематизируя картину вихревого течения жидкости в межлопастных каналах, Стодола считал, что отставание потока, вызванное действительным течением, будет таким же, как отставание, вызванное жидким цилиндрическим вихрем с постоянной угловой скоростью, равной $-\omega$ (рис. 2.19). Тогда средние окружные проекции скорости, вызванные вихревым течением, на

входе в решетку

$$\Delta c_{1u}'' = \omega d_{B1}/2,$$

на выходе из решетки

$$\Delta c_{2u}'' = -\omega d_{B2}/2,$$

где d_{B1} и d_{B2} — диаметры вихрей, соответственно равные, согласно рис. 2.19,

$$d_{B1} \approx t_1' \sin \beta_{1p}; \quad d_{B2} = t_2 \sin \beta_{20},$$

где $t_1 = \pi d_1/z_p$; $t_2 = \pi d_2/z_p$.

β_{20} — угол выхода потока из неподвижной решетки, т. е. найден без учета эффекта вращения.

Как уже указывалось, для сильно загнутых назад лопастей $\beta_{20} \approx \beta_{2p}$.

После подстановок в выражения для $\Delta c_{1u}''$ и $\Delta c_{2u}''$ значений d_{B1} и d_{B2} получаем:

$$\Delta c_{1u}'' = \frac{\pi}{z_p} u_1 \sin \beta_{1p}; \quad \Delta c_{2u}'' = -\frac{\pi}{z_p} u_2 \sin \beta_{20}.$$

Циркуляционное течение на входе в решетку ликвидирует закрутку, вызванную вихревым движением:

$$\Delta c_{1u}''' = -\Delta c_{1u}'' = -\frac{\pi}{z_p} u_1 \sin \beta_{1p}.$$

С другой стороны, из теории решеток известно, что изменения циркуляции скорости перед и за решеткой равны по величине и противоположны по знаку. Следовательно,

$$2\pi r_1 \Delta c_{1u}''' = -2\pi r_2 \Delta c_{2u}''' \quad \text{и} \quad \Delta c_{2u}''' = -\Delta c_{1u}''' r_1/r_2 = \frac{\pi}{z_p} (r_1/r_2)^2 u_2 \sin \beta_{1p}.$$

Суммарная окружная проекция скорости на выходе из решетки

$$c_{2u} = c_{2u}' + \Delta c_{2u}'' + \Delta c_{2u}''',$$

где $c_{2u}' = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{20}$ — величина окружной проекции скорости, найденная в предположении, что $\beta_2 = \beta_{20}$.

После подстановок окончательно получаем обобщенную формулу Стодола

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_{20} - \frac{\pi}{z_p} u_2 \left[\sin \beta_{20} - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \sin \beta_{1p} \right], \quad (2.27)$$

или

$$\mu_2 = \frac{c_{2u}}{u_2} = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{20} - \frac{\pi}{z_p} \left[\sin \beta_{20} - \frac{\sin \beta_{1p}}{m^2} \right]. \quad (2.28)$$

Обозначив

$$\mu_{20} = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{20},$$

$$\Delta\mu = \frac{\pi}{z_p} [\sin \beta_{20} - (\sin \beta_{1p}/m^2)],$$

получим

$$\mu_2 = \mu_{20} - \Delta\mu. \quad (2.29)$$

В частном случае, если лопасти очерчены по логарифмическим спиралям, $\beta_{20} = \beta_{2p}$ и

$$\mu_2 = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{2p} - \frac{\pi}{z_p} [1 - 1/m^2] \sin \beta_{2p}.$$

Эта формула наглядно показывает влияние отношения диаметров m : по мере его уменьшения добавочное отставание потока, вызванное эффектом вращения, уменьшается и в пределе при $m=1$ исчезает совсем. Такой результат совершенно закономерен, поскольку в этом предельном случае радиальная решетка вырождается в осевую и вихрь, вызывающий отставание потока, исчезает.

Добавочное отставание потока, которое оценивается коэффициентом $\Delta\mu$, увеличивается с ростом угла β_{20} (до $\beta_{20}=90^\circ$) и с уменьшением числа рабочих лопастей.

При анализе влияния геометрических характеристик на величину коэффициента μ_2 следует иметь в виду, что в общем случае угол β_{20} также зависит от геометрических характеристик, в частности от z_p и β_{2p} .

Формула (2.28) является приближенной не только потому, что в основу ее вывода принята схематическая модель течения, но также и потому, что она не учитывает влияния вязкости, возможного отрыва потока от лопастей и неравномерности поля скоростей в выходном сечении.

Однако сопоставление опытных и расчетных данных по величине μ_2 для колес с $\beta_{2p} < 90^\circ$ показывает, что (2.28) дает удовлетворительные результаты. В качестве примера на рис. 2.20, а приведен график зависимости отношения $\mu_2 = \mu_2/\mu_{20}$ для рабочего колеса вентилятора с углами $\beta_{1p}=30^\circ$ и $\beta_{2p}=40^\circ$ и параметра μ_2 (рис. 2.20, б), для рабочего колеса осерадиального компрессора с $\beta_{2p}=90^\circ$ от числа рабочих лопастей. В обоих случаях расчетные и опытные данные согласуются удовлетворительно.

Значительно меньшую точность определения μ_2 дает (2.28) для рабочих колес с загнутыми вперед лопастями, что связано главным образом с неточностью определения радиальной проекции скорости, так как в таких колесах имеются значительные вихревые зоны ($\mu_{v2} \ll 1$).

О форме профилей. Входной и выходной углы рабочих лопастей β_{1p} и β_{2p} являются важными характеристиками профилей, однако эффективность решетки зависит также и от формы профилей, которая влияет на характер распределения скоростей по обводам профиля. Значительные отрицательные градиенты скорости, возникающие при неудачной форме профилей, вызывают

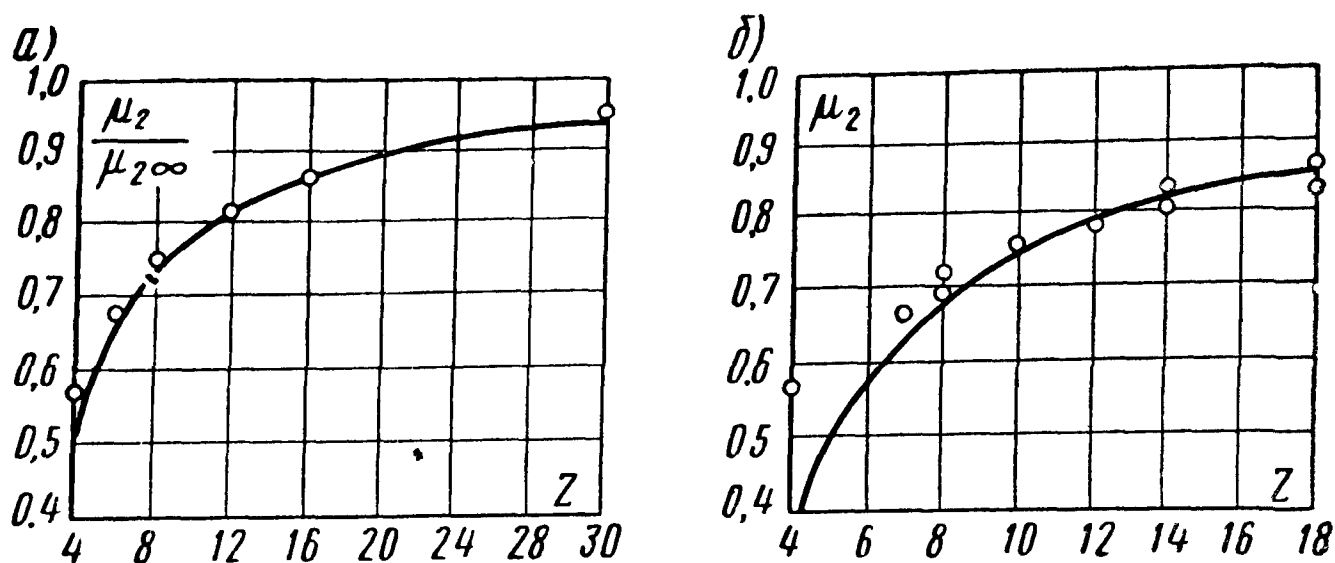


Рис. 2.20. Сравнение опытных и расчетных данных по величине μ_2 :

а) рабочее колесо вентилятора; $\beta_1 = 30^\circ$; $\beta_2 = 40^\circ$; $m = 1,76$ (по опытам Киртона); б) рабочее колесо осерадиального компрессора, $\beta_{2p} = 90^\circ$; $m = 2,2$ (по опытам НАМИ); — расчетные данные; $\circ \circ \circ$ — опытные данные

утолщение пограничного слоя, что, в свою очередь, приводит к его отрыву; потери при этом резко возрастают.

Типичный график распределения скоростей по обводам профилей представлен на рис. 2.21. По горизонтальной оси вправо и влево от критической точки A , скорость в которой равна нулю, отложено расстояние соответственно вдоль лицевой s_a и тыльной s_b поверхности профиля. Положение точки A зависит от угла атаки: она находится на входной кромке (на телесном профиле — в точке максимальной кривизны) на режиме обтекания, который принято называть режимом «безударного входа»; угол атаки при безударном входе i_0 обычно отрицательный. Когда $i > i_0$, критическая точка смещается на лицевую поверхность; при $i < i_0$ она смещается на тыльную поверхность профиля. Скорость на тыльной стороне профиля при положительных углах атаки

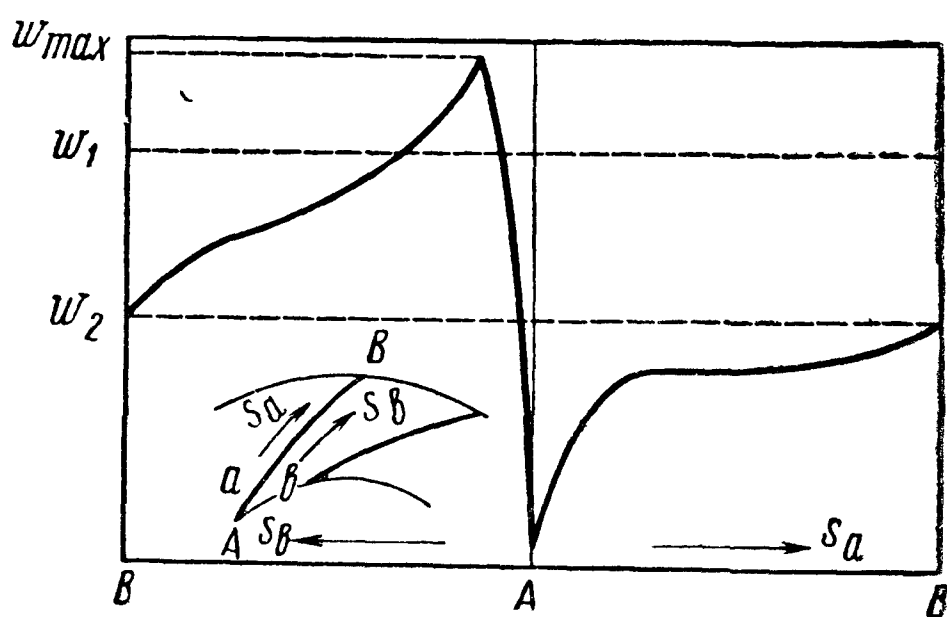


Рис. 2.21. Распределение скоростей по обводам профиля вращающейся радиальной решетки

резко возрастает до величины, заметно превышающей скорость набегающего потока, вследствие резкого искривления линий тока при обтекании входной кромки: $w_{\max} > w_1$. Далее по профилю скорость значительно падает и затем снижается более медленно. По мере приближения к выходной кромке градиент скорости снова возрастает. Скорость на выходной кромке мало отличается от средней скорости за решеткой.

На лицевой стороне профиля скорость вначале также резко возрастает, а затем изменяется незначительно.

Важной характеристикой служит отношение максимальной скорости $w_{\max}$ к скорости набегающего потока. Обычно вводят в расчет квадрат отношения этих скоростей:

$$(w_{\max}/w_1)^2 = 1 + \lambda_k, \quad (2.30)$$

где λ_k — коэффициент кавитации.

Чтобы нагляднее представить смысл коэффициента λ_k , определим, как снижается давление за счет увеличения относительной скорости на профиле лопастей от средней скорости перед решеткой w_1 до максимальной скорости $w_{\max}$. Пользуясь (1.7) и пренебрегая изменением геометрической высоты сечений (принимая $z_1 = z_2$), подводом энергии и потерями, ничтожно малыми в рассматриваемом случае (точка, где скорость максимальная, близко расположена к входной кромке), находим

$$p_1 - p_{\min} = \rho (w_{\max}^2 - w_1^2)/2,$$

или с учетом (2.30)

$$p_1 - p_{\min} = \lambda_k \rho w_1^2/2. \quad (2.31)$$

Теперь очевидно, что безразмерный коэффициент λ_k служит мерой снижения давления на профиле лопасти. Может оказаться, что давление p_1 перед рабочими лопастями насоса будет больше давления насыщения при соответствующей температуре жидкости, но при этом давление на поверхности лопастей $p_{\min}$ будет меньше давления насыщения, что вызовет вскипание жидкости и, как следствие, явление кавитации. Подробнее этот вопрос рассмотрен в § 6.2, однако очевидно, что в насосах желательно иметь величину коэффициента кавитации λ_k минимальной. У обычных рабочих колес в области расчетных режимов работы, согласно опытным данным, $\lambda_k = 0,3 \div 0,4$.

Резкое снижение скорости от $w_{\max}$ на начальном участке профиля не вызывает значительного увеличения потерь или отрыва потока, поскольку толщина пограничного слоя здесь невелика. Однако большой градиент скоростей вблизи выходной кромки на тыльной стороне профиля может вызвать отрыв пограничного слоя, ибо толщина пограничного слоя здесь велика. Распределение скоростей и, соответственно, величина потерь в решетке за-

висят от формы профиля, но наибольшее значение имеет форма выходного участка профиля.

Часто профили выполняют в виде дуги окружности, обеспечивающей заданные входной и выходной углы лопастей β_{1p} и β_{2p} . В этом случае радиус изгиба профилей r и радиус центров окружностей R_0 (см. рис. 2.16) определяются по формулам:

$$r = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_{2p} - r_1 \sin \beta_{1p})}; \quad R_0 = \sqrt{r_2^2 + r^2 - 2rr_2 \cos \beta_{2p}}. \quad (2.32)$$

Однако такие профили не обеспечивают наиболее целесообразного распределения скоростей по обводам профиля, особенно вблизи выходной кромки.

Задачу о выборе целесообразной формы профилей нужно решать, используя современные методы расчета решеток. Этот вопрос выходит за рамки настоящей книги. Здесь же уместно только остановиться на влиянии отношения $\varphi = c_{1r}/u_2$, называемого коэффициентом подачи. Из теории решеток следует, что отношение c_{1r}/u_2 оказывает не меньшее влияние, чем форма профилей, на распределение скоростей по обводам профилей. Рассмотрим этот вопрос подробнее, приняв для простоты окружную скорость u_2 постоянной. С ростом коэффициента подачи увеличивается скорость течения в неподвижной решетке; это наглядно видно на примере решетки радиальных пластин (см. рис. 2.18); с ростом φ при заданной окружной скорости растет радиальная проекция скорости c_r и относительная скорость ω . В то же время интенсивность вихревого и циркуляционного течений не изменяется, и поэтому искажение поля скоростей, вызываемое этими течениями, уменьшается с ростом коэффициента подачи. Другими словами, с ростом φ распределение скоростей становится более благоприятным.

Можно также доказать, что чем больше угол изгиба профилей, тем большее значение φ нужно принимать, чтобы обеспечить благоприятное распределение скоростей. Поэтому обычно принимают:

$\varphi = 0,1 \div 0,15$ — для насосных ступеней, $\beta_{2p} \leq (20^\circ \div 25^\circ)$;

$\varphi = 0,2 \div 0,25$ — для компрессорных ступеней, $\beta_{2p} = (40^\circ \div 50^\circ)$;

$\varphi = 0,3 \div 0,35$ — для ступеней с радиально оканчивающимися лопастями ($\beta_{2p} = 90^\circ$).

Пример 2.1. Определить угол выхода потока из вращающейся радиальной решетки для следующих условий: отношение диаметров $m = d_2/d_1 = 2$; углы лопастей $\beta_{1p} = 18^\circ$; $\beta_{2p} = 22^\circ$; угол атаки $i_p = \beta_{1p} - \beta_1 = 2^\circ$; отношение высоты лопаток на выходе из решетки к высоте на входе $l_2/l_1 = 0,6$; число лопастей $z_p = 8$.

Вначале оцениваем угол выхода потока из неподвижной решетки β_2 , для чего находим угол изгиба лопастей:

$$\Delta\beta_p = \beta_{2p} - \beta_{1p} = 22 - 18 = 4^\circ$$

и средний относительный шаг, согласно (2.23):

$$\overline{t}_{\text{ср}}' = \frac{\pi}{z_p} \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1p} + \beta_{2p}}{2}; \quad \overline{t}_{\text{ср}}' = \frac{\pi}{8} \frac{2+1}{2-1} \sin 20^\circ \approx 0,4.$$

По (2.26) определяем угол отставания потока в неподвижной решетке:

$$\sigma_0 = (0,25 \div 0,35) \Delta \beta_p \sqrt{\overline{t}_{\text{ср}}'}; \quad \sigma_0 = 0,25 \cdot 4 \sqrt{0,4} = 0,6^\circ.$$

Угол выхода потока

$$\beta_{20} = \beta_{2p} - \sigma_0 = 22 - 0,6 = 21,4^\circ.$$

Далее нужно найти отношение c_{2r}/u_2 . Поскольку при $c_{1u} = 0$

$$c_{1r}/u_1 = \operatorname{tg} \beta_1 \text{ и } \beta_1 = \beta_{1p} - i = 18 - 2 = 16^\circ,$$

то $c_{1r}/u_1 = \operatorname{tg} 16^\circ = 0,286$, откуда

$$\frac{c_{2r}}{u_2} = \frac{1}{m^2} \frac{l_1}{l_2} \frac{c_{1r}}{u_1}; \quad \frac{c_{2r}}{u_2} = \frac{0,286}{2^2 \cdot 0,6} = 0,12.$$

По (2.28) получаем:

$$\mu_2 = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{20} - \frac{\pi}{z_p} (\sin \beta_{20} - \sin \beta_{1p}/m^2);$$

$$\mu_2 = 1 - 0,12 \operatorname{ctg} 21,4^\circ - \frac{\pi}{8} (\sin 21,4^\circ - \sin 18^\circ/2^2) \approx 0,58.$$

Угол β_2 находим из очевидного соотношения:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{2r}}{u_2 - c_{2u}} = \frac{c_{2r}/u_2}{1 - \mu_2}; \quad \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{0,12}{1 - 0,58} = 0,286; \quad \beta_2 = 16^\circ.$$

Угол отставания потока $\sigma_p = \beta_{2p} - \beta_2 = 6^\circ$.

Пример 2.2. Определить входной и выходной угол лопастей рабочего колеса вентилятора, если, согласно треугольникам скоростей, $c_{2r} = c_{1r}$; $\beta_1 = 20^\circ$; $\beta_2 = 30^\circ$ и $m = 1,3$; $z_p = 36$.

Ориентировочно оцениваем угол отставания потока $\sigma_p = 8^\circ$ и находим $\beta_{2p} = 38^\circ$, чему на рис. 2.17 соответствует приближенное значение оптимального угла атаки $i_p = 3^\circ$. Принимая $i_p = 3^\circ$, находим входной угол лопастей:

$$\beta_{1p} = \beta_1 + i = 20 + 3 = 23^\circ.$$

Ориентировочное значение угла отставания потока в неподвижной решетке

$$\sigma_3 \approx \frac{1}{7} \Delta \beta_p = \frac{1}{7} (38 - 23) \approx 2^\circ.$$

Следовательно, $\beta_{20} = \beta_{2p} - \sigma_0 = 38 - 2 = 36^\circ$.

Далее находим отношение c_{2r}/u_2 , по (2.28) определяем μ_2 , а затем проверяем величину β_2 :

$$\frac{c_{2r}}{u_2} = \frac{c_{2r}}{c_{1r}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{m}; \quad \frac{c_{2r}}{u_2} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{1,3} = 0,28;$$

$$\mu_2 = 1 - 0,28 \operatorname{ctg} 36^\circ - \frac{\pi}{36} (\sin 36^\circ - \sin 23^\circ/1,3^2) = 0,583;$$

$$\operatorname{tg} \beta_2' = c_{2r}/u_2 (1 - \mu_2); \quad \operatorname{tg} \beta_2' = 0,28/(1 - 0,583) = 0,673; \quad \beta_2' = 34^\circ.$$

Ошибка в величине угла β_2' вызвана ошибкой в оценке угла σ_p : большому числу рабочих лопастей и малому значению m соответствуют небольшие углы отставания потока. Однако эта ошибка не имеет существенного значения, в чем мы убедимся ниже.

В результате расчета найден угол отставания потока: $\sigma_p' = \beta_{2p} - \beta_2' = 38 - 34 = 4^\circ$. Примем это значение за истинную величину и повторим расчет:

$$\beta_{2p}' = \beta_2 + \sigma_p' = 30 + 4 = 34^\circ; \quad \Delta\beta_p' = \beta_{2p}' - \beta_{1p} = 11^\circ;$$

$$\beta_0' = \frac{11}{7} = 1,6^\circ; \quad \beta_{20}' = \beta_2 + \sigma_0' = 30^\circ + 1,6 = 31,6^\circ;$$

$$\mu_2' = 1 - 0,28 \operatorname{ctg} 31,6^\circ - \frac{\pi}{36} (\sin 31,6^\circ - \sin 23^\circ / 1,3^2) = 0,52;$$

$$\operatorname{tg} \beta_2'' = 0,28 / (1 - 0,52) = 0,583; \quad \beta_2'' = 30,5^\circ.$$

Новое значение угла β_2'' отличается от исходного всего на $0,5^\circ$; этой разницей можно пренебречь, поскольку она такого же порядка, как и возможная ошибка вследствие неточности исходной формулы (2.28). Поэтому можно принять $\beta_2 = \beta_2' = 34^\circ$.

§ 2.5. Определение основных размеров рабочего колеса

Основные размеры рабочего колеса нужно определять одновременно с выбором числа оборотов. Задачу в такой постановке будем решать далее, а пока попытаемся определить целесообразное значение входного диаметра рабочих лопастей d_1 , принимая подачу и число оборотов заданными. Задачу будем решать раздельно для насосов и вентиляторов, поскольку в понятие «оптимальный входной диаметр рабочего колеса» в случае насосов и вентиляторов вкладывается различный смысл.

Входной диаметр рабочего колеса насоса. Одной из особенностей насосов является малая высота всасывания. Это вынуждает определять основные размеры насоса таким образом, чтобы высота всасывания была наибольшей, даже если это вызовет небольшое снижение к. п. д.

Очевидно, что максимальная высота всасывания насоса будет обеспечена в том случае, если минимальное давление в насосе (на поверхности лопастей, вблизи входной кромки) достигнет наибольшей величины. Поэтому при определении входного диаметра рабочего колеса насоса будем исходить из условия достижения наибольшей величины минимального давления $p_{\min}$ [5]. Напишем уравнение Бернулли для сечения во входном патрубке насоса и перед рабочим колесом:

$$p_n + \rho c_n^2 / 2 - \Delta p_{вх} = p_1 + \rho c_1^2 / 2.$$

Потери давления во входном патрубке и при повороте потока перед рабочим колесом выразим в долях от динамического давления скорости в конце входного патрубка c_0 :

$$\Delta p_{вх} = \zeta_{вх} \rho c_0^2 / 2. \quad (2.33)$$

Как уже указывалось, значения скоростей c_1 и c_0 в насосах обычно близки, но поскольку в общем случае они могут заметно отличаться, примем $c_1 = k_0 c_0$, где $k_0 = 1,1 \div 0,7$.

Параметры потока на входе в насос (p_n, c_n) можно считать не зависящими от диаметра d_1 или d_0 , поскольку диаметр d_n определяется по принятой скорости жидкости в трубопроводах.

Теперь от давления перед рабочими лопастями перейдем к минимальному давлению $p_{\min}$. Согласно (2.31),

$$p_{\min} = p_1 - \lambda_k \rho \omega_1^2 / 2.$$

Подставляя сюда значение p_1 из уравнения Бернулли, получаем

$$p_{\min} = p_n + \rho c_n^2 / 2 - \rho c_1^2 / 2 - \zeta_{вх} \rho c_0^2 / 2 - \lambda_k \rho \omega_1^2 / 2. \quad (2.34)$$

Для того чтобы определить диаметр d_1 из условия $\partial p_{\min} / \partial d_1 = 0$, выразим скорости c_1, c_0 и ω_1 через диаметр d_1 . Из уравнения неразрывности, записанного для нулевого сечения (d_0 , см. рис. 2.2), находим

$$c_0 = \frac{4V_1}{\pi d_0^2 (1 - \nu^2) \mu_{v0}},$$

где $\nu = d_{вт} / d_0$; $d_{вт}$ — диаметр втулки; для одноступенчатой машины $d_{вт} = \nu = 0$; в многоступенчатой машине или в машине с двусторонним подводом жидкости $\nu = 0,2 \div 0,4$; V_1 — расход жидкости через рабочее колесо; при двустороннем подводе $V_1 = \frac{1}{2} V$.

Относительная скорость ω_1 при отсутствии предварительного закручивания

$$\omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2,$$

или

$$\omega_1^2 = (k_0 c_0)^2 + (\pi d_1 n / 60)^2.$$

Если входная кромка рабочих лопастей скошена, то скорость следует определять вблизи кольца, где диаметр d_1 максимальный и, следовательно, скорость ω_1 достигает наибольшей величины и где $d_1 \approx d_0$. Строго говоря, скорость c_1 также переменна вдоль входной кромки, однако без заметной погрешности этим можно пренебречь, введя в расчет среднюю скорость c_1 .

После преобразований выражение для $p_{\min}$ приобретает вид:

$$\frac{p_{\min}}{\rho} = \frac{p_n}{\rho} + \frac{c_n^2}{2} - \frac{1}{2} \left[\frac{4V_1}{\pi d_0^2 (1 - \nu^2) \mu_{v0}} \right]^2 [k_0^2 + \zeta_{вх} + \lambda_k k_0^2] - \frac{\lambda_k}{2} \left(\frac{\pi d_0 n}{60} \right)^2.$$

Из условия $\frac{\partial p_{\min}}{\partial d_0} = 0$ находим

$$d_0 = R_n \sqrt[3]{\frac{V_1}{(1 - \nu^2) \mu_{v0} n}}, \quad (2.35)$$

где $R_n = 3,25 \sqrt[6]{\frac{k_1^2 (1 + \lambda_k) + \zeta_{вх}}{\lambda_k}}$.

Обычным для насосов значениям коэффициентов $\zeta_{вх} = 0,2 \div 0,3$; $\lambda_k = 0,3 \div 0,4$ и $k_0 = 1$ соответствует величина коэффициента $R_n = 4,1 \div 4,3$.

Формула (2.35) получена теоретически; аналогичная формула установлена эмпирически на основании обработки результатов испытаний большого числа насосов, причем значения коэффициента R_n также близки к найденным [6]:

$$d_0 = (4 + 4,5) \sqrt[3]{V_1/n}. \quad (2.36)$$

Входной диаметр рабочего колеса вентилятора целесообразно определять из условия минимума потерь в вентиляторе [5]. Далее будет показано, что потери в спиральной камере практически не зависят от диаметра d_1 . Поэтому при определении d_1 можно исходить из условия минимума суммы потерь во входном патрубке, при повороте потока перед рабочим колесом и в самом рабочем колесе. Эти потери можно определить по формуле

$$\Delta p_1 = \zeta_{вх} \rho c_0^2 / 2 + \zeta_p \rho \omega_1^2 / 2. \quad (2.37)$$

Подставляя в (2.37) ранее найденные выражения для c_0 и ω_1 , из условия $\frac{\partial \Delta p_1}{\partial d_0} = 0$ находим оптимальный входной диаметр рабочего колеса вентилятора:

$$d_0 = R_v \sqrt[3]{\frac{V_1}{(1 - \nu^2) \mu_{v0} n} \cdot \frac{d_0}{d_1}}. \quad (2.38)$$

Теперь

$$R_v = 3,25 \sqrt[6]{(\zeta_{вх} + k_0^2 \zeta_p) / \zeta_p}.$$

Для вентиляторов с односторонним подводом $\nu = 0$; для машин с двусторонним подводом $\nu = d_v / d_0$, где d_v — диаметр вала.

Обычным для вентиляторов значениям $\zeta_{вх} = 0,3 \div 0,4$; $k_0 \approx 0,7$ и $\zeta_p = 0,15 \div 0,4$ соответствует $R_v = 3,5 \div 3,8$; при тех же значениях $\zeta_{вх}$ и ζ_p , но $k_0 = 1$, $R_v = 3,6 \div 3,9$. При определении диапазона значений R_v учтено, что решеткам с загнутыми вперед лопастями соответствуют одновременно большие значения ζ_p и $\zeta_{вх}$, чем решеткам с загнутыми назад лопастями, поскольку обычно поворот потока в первом случае организован не столь плавно, как во втором.

Поверочные расчеты лучших образцов вентиляторов, выполненные на основании найденных в опытах значений оптимальных подач V , дают $R_B = 3,5 \div 4$, т. е. весьма близки к найденным теоретически.

Коэффициенты потерь $\zeta_{вх}$ и ζ_p можно оценить лишь ориентировочно, однако неточность оценки их величины мало сказывается на значении R_B и R_H , что с очевидностью следует из (2.35) и (2.38). Следует обратить внимание на одинаковую структуру

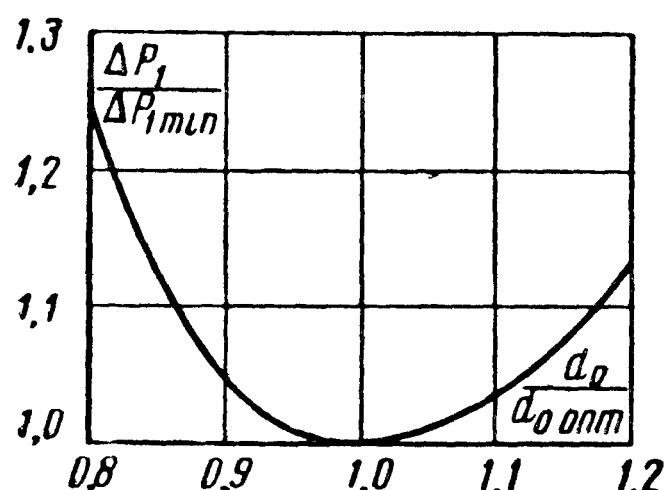


Рис. 2.22. Относительное изменение потерь на входе в рабочее колесо и на рабочих лопастях при неправильном выборе диаметра входа d_0

этих формул, несмотря на разный подход при их выводе. Далее будет показано, что это совершенно закономерно и следует из теории подобия (см. § 5.2).

Сопоставляя числовые значения коэффициентов R_H и R_B , находим, что $R_H > R_B$ и что, следовательно, входной диаметр рабочего колеса насоса принимается на $(10 \div 15) \%$ больше оптимального. Возникает вопрос, насколько сильно возрастают при этом потери в рабочем колесе. Используя зависимости (2.37) и (2.38), нетрудно установить, что отношение потерь Δp_1 при заданном диаметре к минимальным потерям

Δ_{1min} , соответствующим оптимальному диаметру $d_{0\text{ опт}}$, зависит только от отношения диаметров

$$\Delta p_1 / \Delta p_{1\text{ min}} = (d_0 / d_{0\text{ опт}})^2 [2/3 + (d_{0\text{ опт}} / d_0)^6 / 3].$$

Эта зависимость изображена на рис. 2.22, согласно которому небольшое отклонение от оптимального диаметра $d_{0\text{ опт}}$ не вызывает существенного увеличения потерь. Так, например, при отношении $d_0 / d_{0\text{ опт}} = 1,1$ потери Δp_1 возрастают на $3,5 \%$, что приводит к снижению к. п. д. насоса примерно на 2% .

Итак, допускаемое в насосах отступление от оптимальной величины диаметра d_0 оправдано, поскольку вызывает сравнительно небольшое снижение к. п. д. насоса.

Угол потока перед рабочей лопастью β_1 зависит только от значений коэффициентов k_c и R (R_H или R_B) и отношения диаметров d_1 / d_0 . Действительно, при $c_{1u} = 0$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1r}}{u_1} = \frac{k_0 c_0 \cdot 60}{\pi d_1 n} = \frac{60 k_0}{\pi d_1 n} \cdot \frac{4 V_1}{\pi d_0^2 (1 - v^2) \mu_{v0}}.$$

Воспользовавшись (2.35) или (2.38), окончательно получим

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{d_0}{d_1} \cdot \frac{240 k_0}{\pi^2 R^3}, \quad (2.39)$$

где d_1 — средний диаметр входных кромок рабочих лопастей.

Обычно для рабочих колес с загнутыми назад лопастями $\beta_1 = (15 \div 25)^\circ$.

Для определения *окружной скорости* u_2 целесообразно назначить выходной угол потока β_2 , соответственно ему выбрать отношение c_{2r}/u_2 и оценить гидравлический к. п. д. η_h . Затем удобно воспользоваться уравнением Эйлера в форме (2.20) и выражением для полезного напора (2.13), из которых следует зависимость.

$$H = \eta_h u_2^2 \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (2.40)$$

В (2.40) все величины, кроме u_2 , известны или приняты, что позволяет найти значение u_2 . Для удобства введем безразмерный коэффициент — *коэффициент напора*

$$\bar{H} = H/u_2^2. \quad (2.41)$$

Очевидно,

$$\bar{H} = \eta_h \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \quad (2.42)$$

и

$$u_2 = \sqrt{H/\bar{H}}. \quad (2.43)$$

Таким образом, определить скорость u_2 несложно: по выбранным значениям β_2 , c_{2r}/u_2 , η_h и (2.40) находим коэффициент напора $\bar{H}$, а по (2.41) — окружную скорость, обеспечивающую заданный напор H .

При расчете вентиляторов используют понятие давление P и *коэффициент давления* $\bar{P}$, причем

$$\bar{P} = \frac{P}{\rho u_2^2}. \quad (2.44)$$

Поскольку $P/\rho = H$, то коэффициенты напора и давления совпадают по величине: $\bar{P} = \bar{H}$.

Выбор числа оборотов. Приведенные зависимости позволяют решить задачу о выборе необходимого значения числа оборотов машины, которое обеспечивало бы заданные параметры при высоком значении к. п. д. Кроме того, в вентиляторах с направляющими аппаратами стремятся получить возможно малое отношение $m = 1,25 \div 1,3$. Поэтому в формулу для определения числа оборотов должно в явном виде входить отношение диаметров. Запишем

$$n = \frac{60u_1}{\pi d_1} = \frac{60u_2}{\pi d_1 m}.$$

Воспользовавшись (2.35) или (2.38), окончательно получим

$$n = \frac{84}{(Rm)^{3/2}} \sqrt{\frac{\mu_{v0}(1-\nu^2)u_2^3}{V_1} \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^x}, \quad (2.45)$$

где $x=3$ для насосов и $x=2$ для вентиляторов.

Следовательно, чтобы определить необходимое число оборотов, вначале нужно найти окружную скорость u_2 , принять или оценить коэффициенты m , R , μ_{v0} и ν и далее по (2.45) подсчитать n . Если приводом служит асинхронный электродвигатель, то следует принять ближайшее значение асинхронного числа оборотов и подобрать соответствующий двигатель. После этого нужно уточнить величины m или u_2 .

§ 2.6. Спиральная камера

Как уже указывалось, основное назначение спиральной камеры заключается в сборе жидкости, покинувшей рабочее колесо, и подаче ее в напорную линию. Средняя скорость потока в спиральной камере на расчетном режиме c_a меньше скорости на выходе из рабочего колеса, поэтому в спиральной камере происходит частичное преобразование кинетической энергии в потенциальную, которое сопровождается большими потерями, т. е. малоэффективно.

С другой стороны, оптимальная скорость в спиральной камере обычно больше скорости в напорном трубопроводе c_k , что вынуждает устанавливать диффузор между спиральной камерой и напорной линией. Конструктивно диффузор выполняется заодно со спиральной камерой и служит ее продолжением (см. рис. 2.1, 2.3).

Спиральные камеры насосов изготавливаются литыми, что позволяет обеспечить аэродинамически целесообразные формы; сечение камеры обычно круглое или грушевидное с плавным изменением проходного сечения за рабочим колесом (см. рис. 2.1).

Спиральные камеры вентиляторов делаются сварными или клепаными, обычно прямоугольного сечения, постоянной ширины ($B = \text{const}$, см. рис. 2.3).

Несмотря на простые геометрические формы камеры, течение в ней имеет сложный пространственный характер и в достаточной степени не изучено.

Рассмотрим распределение скоростей в поперечном сечении камеры (см. рис. 2.3). Вблизи рабочего колеса, как показывают эксперименты, резко уменьшается скорость от c_2 до c'_a ; дальнейшее снижение скорости происходит существенно медленнее, и только вблизи наружной степени она резко уменьшается до нуля. Такой характер распределения скоростей заставляет предположить, что вблизи рабочего колеса вследствие резкого падения скорости образуются потери на «удар». Если пренебречь измене-

нием направления скорости, то потери на «удар» можно определить по теореме Карно — Борда, согласно которой

$$\Delta H_{y\lambda} = (c_2 - c_a')^2 / 2.$$

Скорость жидкости c_a' в конце «удара» несколько больше средней скорости в спиральной камере c_a ; согласно опытам [2], можно принять $c_a' = k_1 c_a$; $k_1 = 1,1 \div 1,3$. Кроме потерь на «удар», в камере возникают потери на трение, поворот потока и в диффузоре; оценим их одним коэффициентом ζ_k :

$$\Delta H_{k\pi} = \zeta_k c_a^2 / 2.$$

Таким образом, суммарные потери в спиральной камере и диффузоре

$$\Delta H_k = \Delta H_{k\pi} + \Delta H_{y\lambda} = \zeta_k c_a^2 / 2 + (c_2 - k_1 c_a)^2 / 2. \quad (2.46)$$

Анализ результатов испытаний насосов и вентиляторов позволяет заключить, что коэффициент потерь $\zeta_k = 0,25 \div 0,4$; меньшие значения относятся к спиральным камерам насосов.

Оптимальная скорость в спиральной камере. С ростом средней скорости в спиральной камере потери на «удар» уменьшаются, а потери на трение, поворот потока и в диффузоре возрастают. Поэтому существует оптимальная скорость в спиральной камере $c_a^{\text{опт}}$, при которой суммарные потери достигают минимальной величины. Если принять, что коэффициенты k_1 и ζ_k не зависят от величины скорости c_a , то определение оптимальной скорости не вызывает затруднений: воспользовавшись (2.46), из условия $\frac{\partial \Delta H_k}{\partial c_a} = 0$ находим

$$c_a^{\text{опт}} = c_a / (k_1 + \zeta_k / k_1). \quad (2.47)$$

Легко также найти минимальные потери в спиральной камере ΔH_k^{min} , соответствующие скорости $c_a^{\text{опт}}$: подставив найденное значение $c_a^{\text{опт}}$ в исходное уравнение (2.46), получим

$$\Delta H_k^{\text{min}} = \frac{\zeta_k}{k_1^2 + \zeta_k} \cdot \frac{c_2^2}{2} = \zeta_n \frac{c_2^2}{2}, \quad (2.48)$$

где

$$\zeta_n = \zeta_k / (k_1^2 + \zeta_k) \quad (2.49)$$

коэффициент потерь в спиральной камере, приведенный к скорости c_2 .

Как следует из (2.48), потери в спиральной камере зависят не только от величины коэффициента потерь ζ_k , но и от коэффициента k_1 , характеризующего степень неравномерности поля

скоростей в спиральной камере (исключая небольшой участок вблизи рабочего колеса). С увеличением неравномерности поля скоростей потери уменьшаются. Такой результат вполне закономерен, поскольку с ростом k_1 увеличивается скорость c_a' и, следовательно, уменьшаются потери на «удар». Очевидно, что в спиральных камерах насосов достигается более плавное уменьшение скорости и, как следствие, меньшие потери, чем в спиральных камерах вентиляторов.

Неправильный выбор скорости в спиральной камере влечет заметное возрастание потерь. Чтобы убедиться в этом, найдем зависимость между отношением потерь в камере к минимальным потерям и отношением скоростей $c_a/c_a^{\text{опт}}$. Используя (2.46), (2.47), (2.48), нетрудно доказать, что

$$\frac{\Delta H_k}{\Delta H_k^{\text{мин}}} = 1 + \frac{k_1^2}{\zeta_k} \left(1 - \frac{c_a}{c_a^{\text{опт}}} \right)^2. \quad (2.50)$$

Найденная зависимость представлена на рис. 2.23, согласно которому ошибка в 20% при определении c_a вызывает увеличение потерь в спиральной камере на (11÷17)%; снижение к. п. д. машины при этом составляет (2÷8) %.

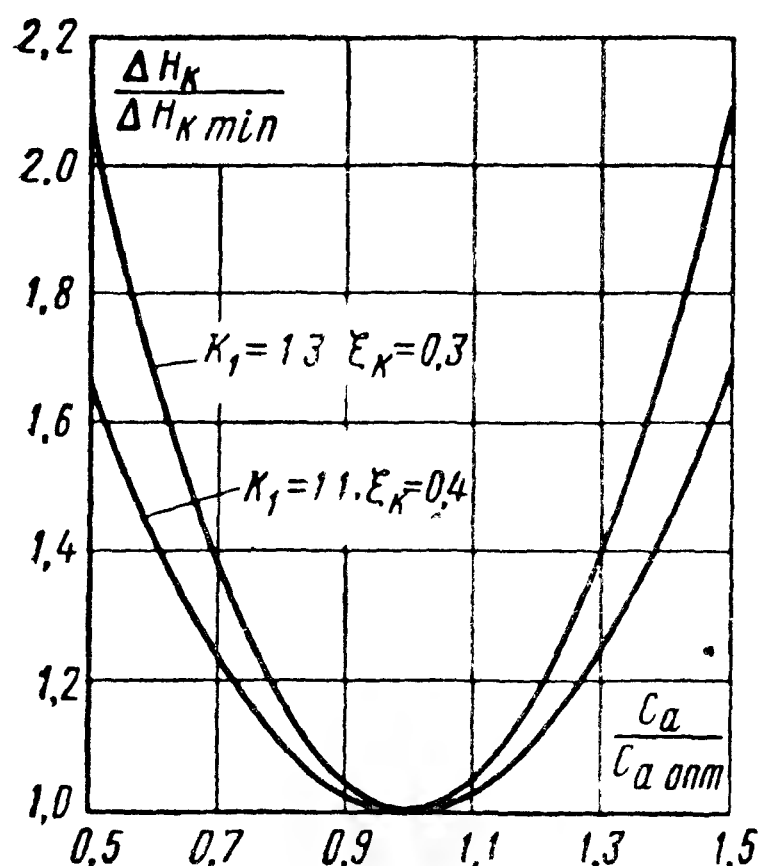


Рис 2.23 Зависимость потерь в спиральной камере от скорости c_a

Расчет спиральной камеры. Обоснованный метод расчета спиральной камеры, опирающийся на действительную картину течения, пока не разработан. Дело в том, что при выборе размеров камеры необходимо обеспечить не только минимальные потери в самой камере, но и равномерный отвод жидкости от рабочего колеса, т. е. поставить все межлопастные каналы в одинаковые условия. Эти требования противоречивы, и, кроме того, решение задачи затрудняется тем, что невозможно расчетом определить распределение скоростей в попе-

речных сечениях камеры. Более того, трудно даже обеспечить выбранную среднюю скорость c_a , поскольку в спиральной камере циркулируют дополнительные массы жидкости, не покидающие ее и, следовательно, увеличивающие расход жидкости в спиральной камере. Даже на расчетном режиме работы действительная средняя скорость в спиральной камере оказывается на (5÷10) % больше найденной по уравнению неразрывности. При частичных нагрузках разница скоростей резко увеличивается.

Учитывая циркулирующие массы жидкости, расход жидкости в спиральной камере

$$V_k = k_v V, \quad (2.51)$$

где V — подача машины; V_k — расход жидкости через камеру; k_v — опытный коэффициент; на расчетном режиме работы $k_v = 1,05 \div 1,1$, при частичных нагрузках он существенно больше единицы.

Сложный характер течения в спиральной камере вынуждает прибегать к экспериментальной отработке спиральной камеры.

Ориентировочно можно принять линейный закон изменения площадей проходного сечения спиральной камеры:

$$f_\varphi = f_{\varphi=2\pi} \varphi / 2\pi,$$

где φ — угловая координата сечения (см. рис. 2.3).

Проходное сечение, соответствующее $\varphi = 2\pi$ (перед диффузором), находим с помощью уравнения неразрывности по выбранной скорости c_a :

$$f_{\varphi=2\pi} = V_k / c_a = k_v V / c_a. \quad (2.52)$$

Ширина камеры за рабочим колесом насоса l_3 (см. рис. 2.2) принимается большей, чем ширина рабочего колеса. Согласно опытам рекомендуется принимать

$$l_3 = l_2 + 0,05d_2. \quad (2.53)$$

Увеличение ширины камеры позволяет частично использовать энергию жидкости, ускоренной наружными стенками диска и кольца за счет трения. Другими словами, часть энергии, которая расходуется на преодоление дискового трения, может быть использована полезно.

Ширина камеры за рабочим колесом вентилятора B (см. рис. 2.3) выбирается так, чтобы выходное сечение было почти квадратным ($B \approx A$).

Обычно расчет спиральных камер насосов ведут, исходя из условия сохранения момента количества движения $rc_u = \text{const}$ [6]. Однако такой метод физически не обоснован, поскольку согласно опытам момент количества движения в поперечных сечениях камеры заметно изменяется.

Форма и размеры *языка* спиральной камеры оказывают заметное влияние на эффективность насосов и вентиляторов. Это объясняется главным образом тем обстоятельством, что от размеров языка зависит количество жидкости, циркулирующее в спиральной камере, и, следовательно, величина средней скорости c_a (рис. 2.24). При наличии языка в спиральную камеру попадает жидкость из рабочего колеса, начиная с точки A , при отсутствии

языка — с точки B ; расход жидкости V_K во втором случае увеличивается.

Следовательно, в случае больших размеров спиральной камеры целесообразно убрать язык: скорость жидкости в камере увеличится, что вызовет увеличение к. п. д. Наоборот, при слишком малых проходных сечениях спиральной камеры целесообразно установить язык, ибо это вызовет уменьшение скорости c_a .

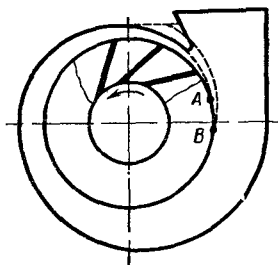


Рис. 2.24. К оценке влияния языка на величину скорости в спиральной камере

От формы языка зависит характер течения в диффузоре, расположенном на выходе из спиральной камеры. Язык правильной формы способствует выравниванию поля скоростей и, следовательно, уменьшению потерь. Следует также отметить, что слишком близкое расположение языка к рабочему колесу нежелательно, ибо это вызывает резкое увеличение шума.

§ 2.7. Расчет одноступенчатого центробежного насоса и вентилятора

Коэффициент напора и гидравлический к. п. д. Как ранее указывалось, при расчете насосов и вентиляторов удобно использовать коэффициент напора

$$\bar{H} = \frac{H}{u_2^2} = \eta_h \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right).$$

Значениями β_2 и c_{2r}/u_2 задаются, а величина гидравлического к. п. д. зависит от принятых коэффициентов потерь ζ_r , $\zeta_{\text{пов}}$ и ζ_K . Поэтому во избежание повторных расчетов, связанных с неудачным выбором η_h , удобно установить непосредственную зависимость между величиной $\bar{H}$ и коэффициентами потерь. Для этого запишем выражение для гидравлического к. п. д.

$$\eta_h = 1 - \sum \Delta H / H_T = 1 - (\Delta H_1 + \Delta H_K) / H_T = 1 - (\Delta \bar{H}_1 + \Delta \bar{H}_K) / \bar{H}_T,$$

где

$$\bar{H}_T = H_T / u_2^2; \quad \Delta \bar{H}_1 = \Delta H_1 / u_2^2; \quad \Delta \bar{H}_K = \Delta H_K / u_2^2,$$

и выразим его через коэффициенты потерь.

Ограничиваясь расчетным режимом работы машины, примем $\Delta H_1 = \Delta H_1^{\min}$ и $\Delta H_K = \Delta H_K^{\min}$, причем эти зависимости можно применять не только для вентиляторов, но и для насосов, поскольку потери в рабочем колесе насоса мало отличаются от минимальных для данных расчетных параметров.

Используя выражения для $\Delta H_1^{\min}$, $\Delta H_k^{\min}$ и d_1 — соответственно (2.37), (2.48) и (2.38), а также очевидную зависимость

$$c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2r}^2 = (H_\tau / u_2)^2 + c_{2r}^2,$$

легко установить, что

$$\Delta \bar{H}_1^{\min} = 0,75 \zeta_p / m^2; \quad \Delta H_k^{\min} = [\bar{H}_\tau^2 + (c_{2r} / u_2)^2] \zeta_n / 2$$

и, следовательно,

$$\eta_h = 1 - \frac{1}{H_\tau} \left\{ \frac{3}{4} \cdot \frac{\zeta_p}{m^2} + \frac{\zeta_n}{2} [\bar{H}_\tau^2 + (c_{2r} / u_2)^2] \right\}. \quad (2.54)$$

Теперь задача решается просто. Вначале определяем коэффициент теоретического напора

$$\bar{H}_\tau = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

затем по (2.54) подсчитываем гидравлический к. п. д. и далее находим коэффициент напора

$$\bar{H} = \eta_h \bar{H}_\tau.$$

Полный к. п. д. Установим зависимость между полным и гидравлическим к. п. д. Полный к. п. д. насоса определяется по (1.19):

$$\eta_e = \frac{GH}{1000 N_e}.$$

Потребляемая мощность N_e по (2.10) складывается из трех слагаемых:

$$N_e = N_\tau + \Delta N_d + \Delta N_m.$$

Теоретическая мощность N_τ :

$$N_\tau = \frac{G_k H_\tau}{1000} = \frac{G + \Delta G}{1000} \cdot \frac{H}{\eta_h} = \frac{GH}{1000 \eta_h} (1 + \alpha_{y\tau}),$$

где $\alpha_{y\tau}$ — коэффициент утечек.

Дисковые потери определяются по полуэмпирической формуле

$$\Delta N_d = \beta_d \rho u_2^3 d_2^2, \quad (2.55)$$

где $\beta_d = (4 \div 8) \cdot 10^{-6}$ — опытный коэффициент.

Выражение $N_\tau + \Delta N_d$ можно преобразовать следующим образом:

$$N_\tau + \Delta N_d = N_\tau \left[1 + \frac{\beta_d \rho u_2^3 d_2^2 \eta_h}{GH (1 + \alpha_{y\tau})} \right] = N_\tau (1 + \alpha_1),$$

где

$$\alpha_d = \frac{\Delta N_d}{N_T} = \frac{\beta_{лр} u_2^3 d_2^2 \eta_h}{GH (1 + \alpha_{yT})}. \quad (2.56)$$

Коэффициент дискового трения α_d обычно не превышает $3 \div 4\%$: $\alpha_d = 0,01 \div 0,04$.

Механические потери обычно оцениваются с помощью механического к. п. д.:

$$\eta_m = (N_T + \Delta N_i) / N_e.$$

Следовательно,

$$N_e = (N_T + \Delta N_d) / \eta_m.$$

После преобразований исходного выражения (1.19) окончательно имеем

$$\eta_e = \eta_h \eta_m / [(1 + \alpha_{yT})(1 + \alpha_d)]. \quad (2.57)$$

Методика расчета. Подводя итоги изложенному, наметим методику расчета насосов и вентиляторов.

При расчете машины обычно известны подача V [$\text{м}^3/\text{сек}$], напор H [дж/кг] (давление P [н/м^2]) и плотность жидкости ρ [кг/м^3].

Расчету предшествует выбор схемы машины с односторонним или двусторонним подводом. Переход к двустороннему подводу целесообразен при большой подаче, поскольку позволяет почти в полтора раза сократить радиальные размеры. Действительно, с помощью зависимостей (2.43) и (2.45) нетрудно установить, что наружный диаметр рабочего колеса

$$d_2 = 0,227 (Rm)^{1/2} \sqrt{\frac{V_1}{\mu_{т0} (1 - \nu^2)}} \sqrt{\frac{\bar{H}}{H}}, \quad (2.58)$$

при этом принято $d_1 \approx d_0$.

Переход к двустороннему подводу означает уменьшение подачи вдвое, что, согласно (2.58), влечет уменьшение диаметра d_2 примерно в 1,4 раза. Кроме того, двусторонний подвод целесообразен в насосах, развивающих большое давление, ибо в этом случае вопрос разгрузки осевых усилий ротора решается автоматически.

Далее в зависимости от назначения машины принимают выходной угол потока из рабочих лопастей β_2 и соответственно ему оценивают угол атаки i_p (например, по рис. 2.17), средний относительный шаг $\bar{l}_{ср}$ и коэффициенты потерь на рабочих лопастях ζ_p и на входе в колесо $\zeta_{вх}$. Кроме того, назначают отношение диаметров $m = d_2/d_1$ и принимают ряд коэффициентов: $k_0 = c_1/c_0$; $k_c = c_{2r}/c_{1r}$; $k_1 = c_a'/c_a$; ζ_K ; $k_v = V_K/V$; $\alpha_{yT} = \Delta V/V$.

Напомним порядок величин:

$\beta_2 = (15 \div 25)^\circ$ — для насосов; $\beta_2 = (15 \div 140)^\circ$ — для вентиляторов; $i_p = (0 \div 30)^\circ$, меньшие значения соответствуют меньшим углам β_2 ; $\bar{t}_{cp} = 0,3 \div 0,5$; для рабочих колес насосов $\bar{t}_{cp} = 0,45 \div 0,5$, меньшие значения соответствуют большим углам β_2 ; $\zeta_p = 0,15 \div 0,4$, меньшие значения — для малых углов β_2 ; $m = 1,5 \div 3,5$ — для насосов; $m = 1,25 \div 2,5$ — для вентиляторов, меньшие значения — для машин с регулируемым направляющим аппаратом; $k_0 = 0,5 \div 1$, меньшие значения — для рабочих колес с большими углами β_2 ; $k_c = 0,5 \div 1$; меньшие значения — для узких колес (с малым отношением l_2/d_2); $k_1 = 1,1 \div 1,3$, меньшие значения — для больших углов β_2 ; $k_v = 1,05 \div 1,1$, меньшие значения — для насосов; $\alpha_{yt} = 0,01 \div 0,03$; для более точного определения коэффициента утечек необходимо произвести расчет лабиринтовых уплотнений.

Последовательность расчета следующая:

1) вычисляют коэффициент R :

$$R_n = 3,25 \sqrt[6]{[k_0^2(1 + \lambda_k) + \zeta_{vx}]/\lambda_k}; \quad R_v = 3,25 \sqrt[6]{(\zeta_{vx} + k_0^2 \zeta_p)/\zeta_p},$$

где $\lambda_k = 0,3 \div 0,4$;

2) угол потока на входе в рабочее колесо

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{d_0}{d_1} \cdot \frac{24,2 k_0}{R^3};$$

3) отношение $c_{2r}/u_2 = k_c \operatorname{tg} \beta_1/m$;

4) коэффициент теоретического напора $\bar{H}_\tau = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2$;

5) гидравлический к. п. д. — по (2.54):

$$\eta_h = 1 - \frac{1}{H_\tau} \left\{ \frac{3}{4} \cdot \frac{\zeta_p}{m^2} + \frac{\zeta_n}{2} [\bar{H}_\tau^2 + (c_{2r}/u_2)^2] \right\},$$

где $\zeta_n = \zeta_k/(k_1^2 + \zeta_k)$;

6) коэффициент напора (давления)

$$\bar{H} = \eta_h \bar{H}_\tau \quad \text{либо} \quad \bar{P} = \eta_h \bar{P}_\tau; \quad \bar{P}_\tau = P_\tau/(\rho u_2^2) = \bar{H}_\tau;$$

7) необходимая окружная скорость $u_2 = \sqrt{H/\bar{H}}$;

8) необходимое число оборотов находят по (2.45):

$$n = \frac{84}{(Rm)^{3/2}} \sqrt{\frac{\mu_{v0}(1-v)u_2^3}{V_1} \left(\frac{d_0}{d_1} \right)^x},$$

где $\mu_{v0} = 0,95 \div 1$; $v = 0$ для машин с односторонним подводом и $v = 0,2 \div 0,4$ — при двустороннем подводе; $x = 3$ — для насосов и $x = 2$ — для вентиляторов.

По каталогу выбирают двигатель с ближайшим к рассчитанному значением числа оборотов и мощности; запас по мощности не должен быть больше (15÷25) %.

Изменение числа оборотов машины влечет за собой изменение отношения диаметров m или угла β_2 , или обеих величин одновременно. Если, например, изменяется коэффициент m , то новое значение определяют методом последовательных приближений. В первом приближении новое значение m' находят по (2.45), предполагая, что сохраняется необходимая окружная скорость u_2 . Удобно выразить новое значение m' через исходное: $m'/m = (n/n')^{2/3}$, где n — найденное число оборотов; n' — выбранное по каталогу число оборотов двигателя.

Далее уточняют величины $c_{2r}u_2$, $\bar{H}_T$, η_h , $\bar{H}$ и u_2 . Обозначая новое значение u_2 через u_2' и снова используя (2.45), находят m во втором приближении: $m''/m' = u_2/u_2'$.

Если отношение m''/m' заметно отличается от единицы (например, на 10%), расчет повторяют, определив m'' и проверив отношение m'''/m'' ;

9) входной угол рабочих лопастей $\beta_{1p} = \beta_1 + i_p$;

10) для определения числа рабочих лопастей ориентировочно оценивают угол отставания потока $\sigma = (3 \div 8)^\circ$, находят $\beta_{2p} = \beta_2 + \sigma$ и по (2.23) — z_p :

$$z_p = \frac{\pi}{t_{cp}} \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1p} + \beta_{2p}}{2};$$

11) выходной угол рабочих лопастей определяют по методике, изложенной ранее (см. пример 2.1). По ориентировочному значению β_{2p} находят примерное значение угла отставания потока в неподвижной решетке $\sigma_0 \approx (1/4 \div 1/7)$ ($\beta_{2p} - \beta_{1p}$), затем по (2.28) определяют коэффициент $\mu_2 = \bar{H}_T$:

$$\mu_2 = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{20} - \frac{\pi}{z_p} \left(\sin \beta_{20} - \frac{\sin \beta_{1p}}{m^2} \right)$$

и проверяют величину угла β_2 : $\operatorname{tg} \beta_2' = \frac{c_{2r}u_2}{1 - \mu_2}$.

Если $\beta_2' \neq \beta_2$, то действительный угол лопасти находят по (2.33): $\beta_{2p} \approx \beta_2 + \sigma_p - (\beta_2' - \beta_2)$, где $\sigma_p = (3 \div 8)^\circ$;

12) входной диаметр d_0 определяют по (2.35) или (2.38):

$$d_0 = R_n \sqrt[3]{\frac{V_1}{n(1-\nu^2)\mu_{\tau 0}}}; \quad d_0 = R_b \sqrt[3]{\frac{V_1}{n(1-\nu^2)\mu_{\tau 0}} \cdot \frac{d_1}{d_0}};$$

13) средний диаметр входных кромок рабочих лопастей и окружная скорость $d_1 = d_0(d_1/d_0)$; $u_1 = \pi d_1 n / 60$;

14) наружный диаметр рабочего колеса и отношение диаметров (уточненное значение) $d_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$; $m = d_2/d_1$;

15) скорость во входном коллекторе $c_0 = \frac{4V_1}{\pi d_0^2 \mu_{v0}}$;

16) скорость перед рабочим колесом $c_1 = k_c c_0$;

17) радиальная проекция скорости за рабочим колесом $c_{2r} = (c_{2r}/u_2) u_2$;

18) высота рабочих лопастей

$$l_1 = \frac{V_1(1 + \alpha_{yr})}{\pi d_1 \mu_{v1} c_{1r}}; \quad l_2 = \frac{V_1(1 + \alpha_{yr})}{\pi d_2 \mu_{v2} c_{2r}},$$

где $\mu_{v1} \approx \mu_{v0}$; μ_{v2} зависит от выходного угла лопастей: для загнутых назад лопастей $\mu_{v2} = 0,9 \div 0,95$; для загнутых вперед — $\mu_{v2} = 0,8 \div 0,9$;

19) окружная проекция скорости за рабочим колесом $c_{2u} = \mu_2 u_2$;

20) абсолютная скорость за рабочим колесом $c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}$,

21) оптимальная скорость в спиральной камере $c_a = c_2 / (k_1 + \zeta_k/k_1)$;

22) максимальное и минимальное проходные сечения спиральной камеры

$$f_{\varphi=2\pi} = k_v V / c_a; \quad f_{\varphi=0} = (k_v - 1) V / c_a;$$

23) закон изменения площадей в спиральной камере:

$$f_{\varphi} = f_{\varphi=0} + (f_{\varphi=2\pi} - f_{\varphi=0}) \varphi / 2\pi;$$

24) профилирование лопастей в настоящей работе не рассматривается. Если лопасти изготавливаются в виде дуги окружности, то радиус изгиба лопастей (средней линии) и радиус центров окружностей находят по (2.32):

$$r = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_{2p} - r_1 \cos \beta_{1p})}; \quad R_0 = \sqrt{r_2^2 + r^2 - 2rr_2 \cos \beta_{2p}},$$

причем у насосов большой быстроходности (с малым отношением диаметров m) лопасти выполняют с переменным углом β_{1p} ;

25) к. п. д. и мощность

$$\eta_e \approx \frac{\eta_k \eta_m}{1 + \alpha_{yt} + \alpha_d}; \quad N_e = \frac{\rho V H}{1000 \eta_e},$$

при этом механический к. п. д. η_m изменяется от 90% для малых машин с подшипниками скольжения и до 98% — для крупных машин с шариковыми подшипниками; $\alpha_{yt} = 0,01 \div 0,03$; $\alpha_d = 0,01 \div 0,02$ для ступеней с нормальным соотношением размеров ($l_2/d_2 > 0,03$).

Пример 2.2. Рассчитать центробежный насос для следующих условий работы: подача $V=6 \text{ м}^3/\text{сек}$; напор $H=350 \text{ дж/кг}=34 \text{ м}$.

Принимаем: $\beta_2=20^\circ$; $i=0^\circ$; $i_{cp}=0,5$; $\zeta_p=0,15$; $\zeta_{вх}=0,2$; $m=1,8$; $k_0=1$; $k_c=0,9$; $k_1=1,3$; $\zeta_k=0,25$; $k_v=1,05$; $\alpha_d=0,01$; $\alpha_{ут}=0,01$; $\lambda_k=0,35$; $\mu_{v0}=0,98$; $d_1/d_0=0,9$; $\mu_{v2}=0,95$.

Ввиду большой подачи выбираем насос с двусторонним подводом воды и принимаем $v=0,2$. Расход воды через одну сторону колеса

$$V_1 = V/2 = 3 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Все вычисления ведем по формулам, приведенным в методике расчета:

$$1) R_n = 3,25 \sqrt[6]{(1 + 0,35 + 0,2)/0,35} = 4,15;$$

$$2) \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{1}{0,9} \cdot \frac{24,2}{4,15^3} = 0,374; \beta_1 = 20,5^\circ;$$

$$3) c_{2r}/u_2 = 0,9 \cdot 374/1,8 = 0,187;$$

$$4) \overline{H}_T = 1 - 0,187 \operatorname{ctg} 20^\circ = 0,485;$$

$$\zeta_n = \frac{0,25}{(0,25 + 1,3^2)} = 0,13;$$

$$5) \eta_h = 1 - \frac{1}{0,485} \left[\frac{3}{4} \cdot \frac{0,15}{1,8^2} + \frac{0,13}{2} (0,485^2 + 0,187^2) \right] = 0,89;$$

$$6) \overline{H} = 0,89 \cdot 0,485 = 0,432;$$

$$7) u_2 = \sqrt{350/0,432} = 28,4 \text{ м/сек};$$

$$8) n = \frac{84}{(4,15 \cdot 1,8)^{3/2}} \sqrt{\frac{0,98 (1 - 0,2^2) 28,4^3}{3 \cdot 0,9^3}} = 410 \text{ об/мин}.$$

Принимаем $n = 380 \text{ об/мин}$;

$$9) \beta_{1p} = 20,5^\circ + 0 = 20,5^\circ; \text{ принимаем } \beta_{1p} = 21^\circ.$$

$$10) \text{ Принимая } \sigma \approx 5^\circ, \text{ находим } \beta_{2p} = 20 + 5 = 25^\circ;$$

$$z_p = \frac{\pi}{0,5} \cdot \frac{1,8 + 1}{1,8 - 1} \cdot \sin \frac{21 + 25}{2} = 8,6; \text{ принимаем } z_p = 9;$$

$$11) \sigma_0 \approx (25 - 21)/7 = 0,6^\circ; \beta_{2p} = 25 - 0,6 = 24,4^\circ;$$

$$\mu_2 = 1 - 0,187 \cdot \operatorname{ctg} 24,4^\circ - \frac{\pi}{9} \left(\sin 24,4^\circ - \frac{\sin 21^\circ}{1,8^2} \right) = 0,481;$$

$$\operatorname{tg} \beta'_2 = 0,187/(1 - 0,481) = 0,36; \beta'_2 = 20^\circ.$$

В повторном расчете нет необходимости, так как $\beta'_2 \approx \beta_2$.

$$12) d_0 = 4,15 \sqrt[3]{\frac{3}{380 (1 - 0,2^2) 0,98}} = 0,816; \text{ принято } d_0 = 0,82 \text{ м};$$

$$13) d_1 = 0,82 \cdot 0,9 = 0,74 \text{ м}; u_1 = \pi \cdot 0,74 \cdot 380/60 = 14,7 \text{ м/сек};$$

$$14) d_2 = 60 \cdot 28,4/(\pi \cdot 380) = 1,43 \text{ м}; m' = 1,43/0,74 = 1,93.$$

Поскольку полученное значение m' мало отличается от принятого в начале расчета, повторного расчета делать не нужно.

$$15) c_0 = \frac{3}{0,785 \cdot 0,82^2 \cdot 0,98} = 5,61 \text{ м/сек};$$

$$16) c_1 = c_0 = 5,61 \text{ м/сек};$$

$$17) c_{2r} = 0,187 \cdot 28,4 = 5,32 \text{ м/сек}.$$

Отношение $c_{2r}/c_{1r} = 5,32/5,61 = 0,95$ вполне приемлемо. Входной угол потока β_1 изменился незначительно:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 5,61/14,7 = 0,382; \quad \beta_1 = 21^\circ,$$

поэтому угол β_{1r} может быть оставлен без изменений.

18) Высота рабочих лопастей с одной стороны колеса

$$l_1 = \frac{3(1 + 0,01)}{\pi \cdot 0,74 \cdot 0,98 \cdot 5,61} = 0,236 \text{ м};$$

$$l_2 = \frac{3(1 + 0,01)}{\pi \cdot 1,43 \cdot 0,95 \cdot 5,32} = 0,133 \text{ м};$$

$$19) c_{2u} = 0,481 \cdot 28,4 = 13,7 \text{ м/сек};$$

$$20) c_2 = \sqrt{13,7^2 + 5,32^2} = 14,7 \text{ м/сек};$$

$$21) c_a = \frac{14,7}{1,3 + \frac{0,25}{1,3}} = 10 \text{ м/сек};$$

$$22) f_{\varphi=2\pi} = 1,05 \cdot 6/10 = 0,63 \text{ м}^2; \quad f_{\varphi=0} = 0,05 \cdot 6/10 = 0,03 \text{ м}^2.$$

$$23) f_{\varphi} = 0,03 + 0,6\varphi/2\pi.$$

24) Принимая профили рабочих лопаток в виде дуг окружностей, находим:

$$r = \frac{0,715^2 - 0,37^2}{2(0,715 \cos 25^\circ - 0,37 \cos 21^\circ)} = 0,617 \text{ м};$$

$$R_0 = \sqrt{0,715^2 + 0,617^2 - 2 \cdot 0,715 \cdot 0,617 \cos 25^\circ} = 1,3 \text{ м};$$

$$25) \eta_e = \frac{0,89 \cdot 0,98}{1 + 0,01 + 0,01} = 0,85;$$

$$N_e = \frac{10^3 \cdot 6 \cdot 350}{10^3 \cdot 0,85} = 2470 \text{ квт}.$$

§ 2.8. Переменный режим работы центробежного насоса (вентилятора)

В процессе эксплуатации насосов и вентиляторов их подача может заметно отклоняться от расчетной величины. В этих случаях картина течения в рабочем колесе и спиральной камере резко отличается от расчетной.

Изменение подачи (при неизменном числе оборотов) вызывает изменение угла атаки рабочих лопастей. С уменьшением подачи угол атаки увеличивается, однако возникающее при этом закручивание потока перед рабочим колесом препятствует резкому возрастанию угла атаки. Согласно опытам при очень малых подачах предварительная закрутка увеличивается столь интенсивно, что угол атаки практически не возрастает. С уменьшением подачи вследствие отрыва потока увеличиваются потери в рабочем колесе; коэффициент потерь ζ_p возрастает.

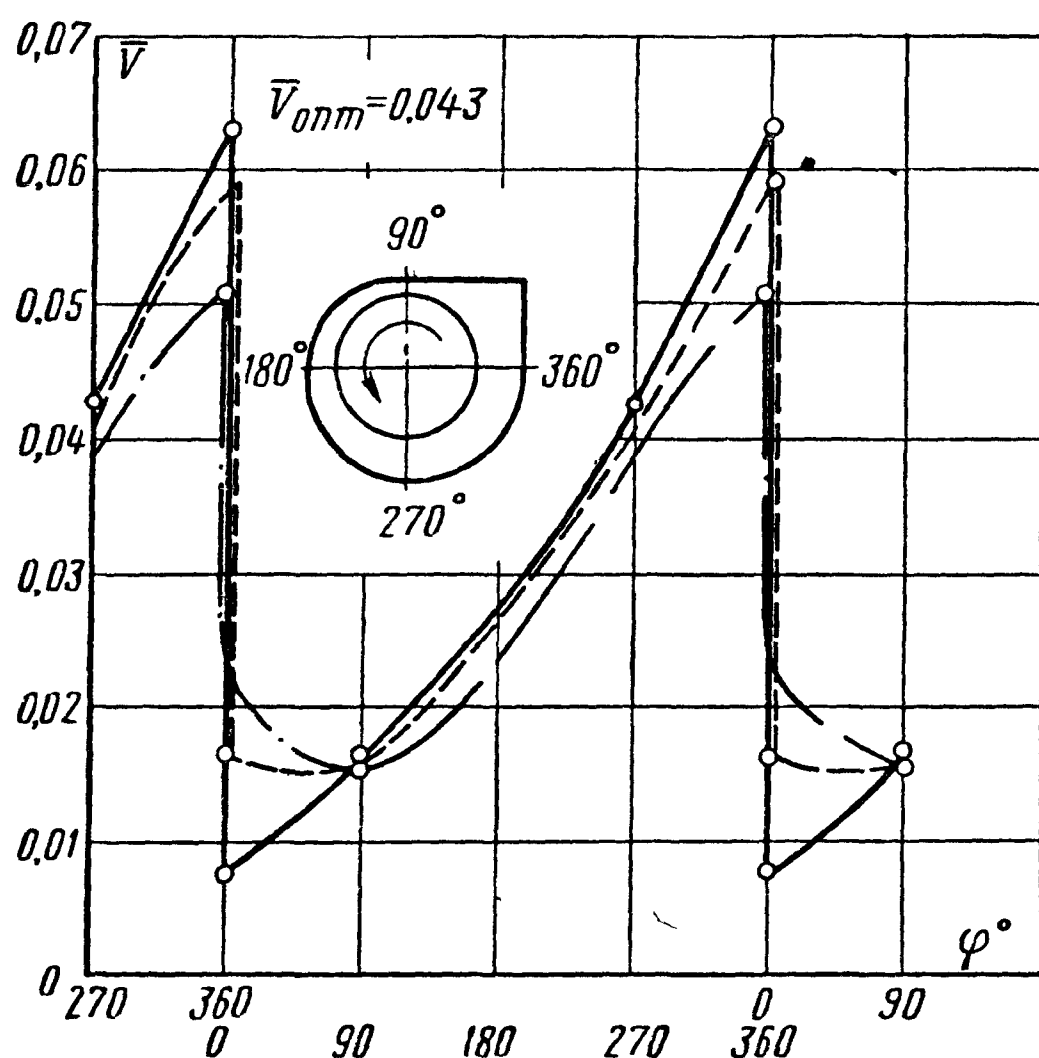


Рис. 2.25. Нарастание расхода вдоль спиральной камеры вентилятора ЦВ-19 (по опытам П. И. Диманта)

— $\bar{V}=0,056$;
 - - - $\bar{V}=0,043$;
 - . - . $\bar{V}=0,026$

Увеличение подачи приводит к появлению отрицательных углов атаки; при больших отрицательных углах атаки также происходит отрыв потока, но с лицевой стороны лопасти. Течение становится неупорядоченным и расчету не поддается.

Г. Н. Абрамович и В. И. Поликовский (ЦАГИ) в 1935 г. экспериментально обнаружили обратные течения при малой подаче. Более детальные исследования течения в спиральной камере проведены в ЦАГИ П. И. Димантом [7]. Рассмотрим график нарастания расхода вдоль спиральной камеры вентилятора ЦВ-19, построенный по опытам Диманта (рис. 2.25). Наклон $\bar{V}=f(\varphi)$ примерно одинаков в диапазоне углов $\varphi=(90 \div 270)^\circ$ при различной подаче. Это означает, что расход жидко-

сти через большинство каналов в данный момент времени примерно одинаков и близок к расходу при расчетной подаче. Интересно отметить, что расход в сечении $\varphi=90^\circ$ остается практически неизменным при изменении подачи более чем в два раза.

При малой подаче ($\bar{V}=0,026$) расход в сечении $\varphi=360^\circ$ составляет $\bar{V}=0,051$; расход $\Delta\bar{V}=0,051-0,026=0,025$ снова циркулирует в спиральной камере. Однако в сечении $\varphi=90^\circ$ $\bar{V}=0,015$, т. е. меньше подачи. Следовательно, расход, равный разности $\Delta\bar{V}'=0,025-0,015=0,01$, проходит через каналы, расположенные между сечениями $\varphi=0^\circ$ и $\varphi=90^\circ$, в обратном направлении.

При большой подаче ($\bar{V}=0,056$) резко возрастает расход на участке $\varphi=(270\div360)^\circ$, что означает увеличение расхода через соответствующие каналы.

Аналогичная картина наблюдается и при испытании насосов.

Итак, при частичных нагрузках рабочее колесо подает жидкость неравномерно; расход через каждый канал изменяется во времени, наиболее резко — на участках $\varphi=(0\div90)^\circ$ и $\varphi=(270\div360)^\circ$. При малой подаче наблюдается обратное течение жидкости через рабочее колесо; именно это течение и вызывает закручивание потока перед рабочим колесом в сторону вращения ротора.

Присоединенные массы и обратные течения через рабочее колесо чрезвычайно затрудняют также определение средней скорости потока в спиральной камере, особенно на подачах, меньше расчетных.

Сложный характер течения в рабочем колесе и спиральной камере не позволяет дать достаточно обоснованную методику расчета характеристик насосов и вентиляторов. Поэтому мы ограничимся лишь качественной оценкой баланса гидравлических потерь в насосе (рис. 2.26). Верхняя кривая определяет теоретический напор H_t , рассчитанный без учета изменения угла β_2 и, следовательно, без учета отрыва потока от лопастей на режимах, далеких от расчетного. Сумму потерь на входе в рабочее колесо и при повороте потока можно принять пропорциональной квадрату расхода, хотя, строго говоря, это неверно на режимах малых подач ввиду появления обратных течений жидкости, проникающих во входной патрубок.

Потери в рабочем колесе ΔH_p достигают минимальной величины на расчетном режиме, увеличиваясь как при увеличении, так и при уменьшении производительности. Вычитая из величины теоретического напора сумму потерь $\Delta H_1=\Delta H_{вх}+\Delta H_{пов}+$

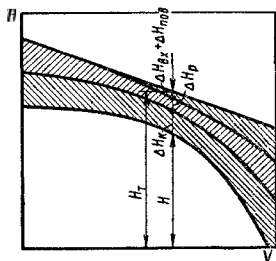


Рис. 2.26. Баланс гидравлических потерь в центробежном насосе

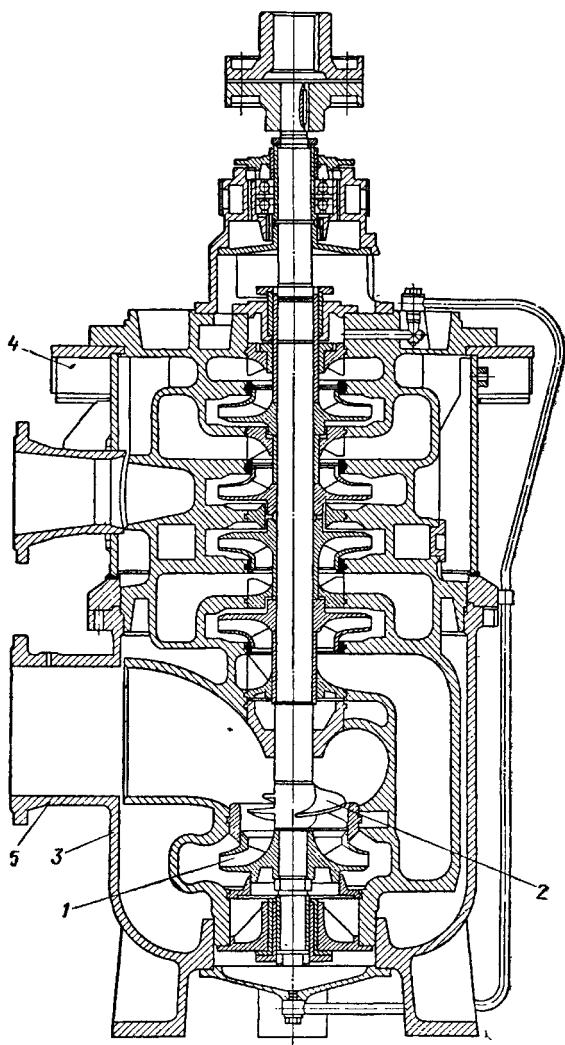


Рис. 2.27. Конденсатный насос 16 КсВ-10×5-2

$+\Delta H_p$, получаем характеристику рабочего колеса $H_p=f(V)$. Для получения характеристики насоса в целом из величины H_p необходимо вычесть потери в спиральной камере ΔH_k , которые при правильном выборе размеров спиральной камеры также достигают минимальной величины на расчетном режиме работы. Нижняя кривая (см. рис. 2.26) является напорной характеристикой насоса, причем

$$H=H_T-(\Delta H_{вх}+\Delta H_{исп}+\Delta H_p+\Delta H_k).$$

Форма характеристики $H=f(V)$ в значительной степени зависит от формы теоретической характеристики, приближаясь к ней в области режимов с малыми потерями. При отклонении режима работы машины от расчетного ввиду резкого возрастания потерь в рабочем колесе и спиральной камере характеристики существенно различаются.

§ 2.9. Многоступенчатые центробежные насосы

Большие напоры в насосах достигаются применением многоступенчатых насосов. При числе ступеней Z_c и напоре одной ступени H_1 общий напор насоса примерно равен суммарному напору всех ступеней:

$$H \approx Z_c H_1.$$

Многоступенчатые насосы бывают двух типов: а) спиральные; б) с лопастными или канальными диффузорами.

Насосы спирального типа по существу представляют несколько последовательно включенных обычных одноступенчатых насосов, рабочие колеса которых расположены на одном валу. Характерным примером насоса спирального типа является конденсатный насос, показанный на рис. 2.27. Насос пятиступенчатый, причем рабочее колесо первой ступени 1 выполнено со шнеком 2. Из первого рабочего колеса конденсат поступает в спиральную камеру, а оттуда через переходный трубопровод — ко второму рабочему колесу.

Особыми элементами таких насосов являются подводящие патрубки ко второй и последующим ступеням. Как и в насосах с двусторонним подводом жидкости, в спиральных насосах подводящие патрубки выполняют в виде *полуспиральных подводков* (рис. 2.28). Поток в таких патрубках ускоряется при подходе к рабочему колесу, что обеспечивает достаточно равномерный подвод жидкости. Правда, в полуспиральных подводках организуется закручивание потока перед рабочим колесом (в сторону вращения вала), что несколько снижает напор и должно учитываться при расчете насоса.

Полуспиральный подвод выполняется следующим образом [6]. Средняя осевая линия (см. рис. 2.28) входного участка ab проходит касательно к окружности d_0 . Примерно половина потока

поступает непосредственно во входное отверстие, не соприкасаясь с валом, а вторая половина проходит в спиральную часть подвода, равномерно распределяясь по окружности. Направление вращения второй части потока совпадает с направлением вращения вала, поэтому поток остается упорядоченным, несмотря на соприкосновение с валом. Диаметр d_n на $(7 \div 10) \%$ больше диаметра входа, что обеспечивает ускорение и стабилизацию потока перед рабочим колесом. Площади сечений спиральной

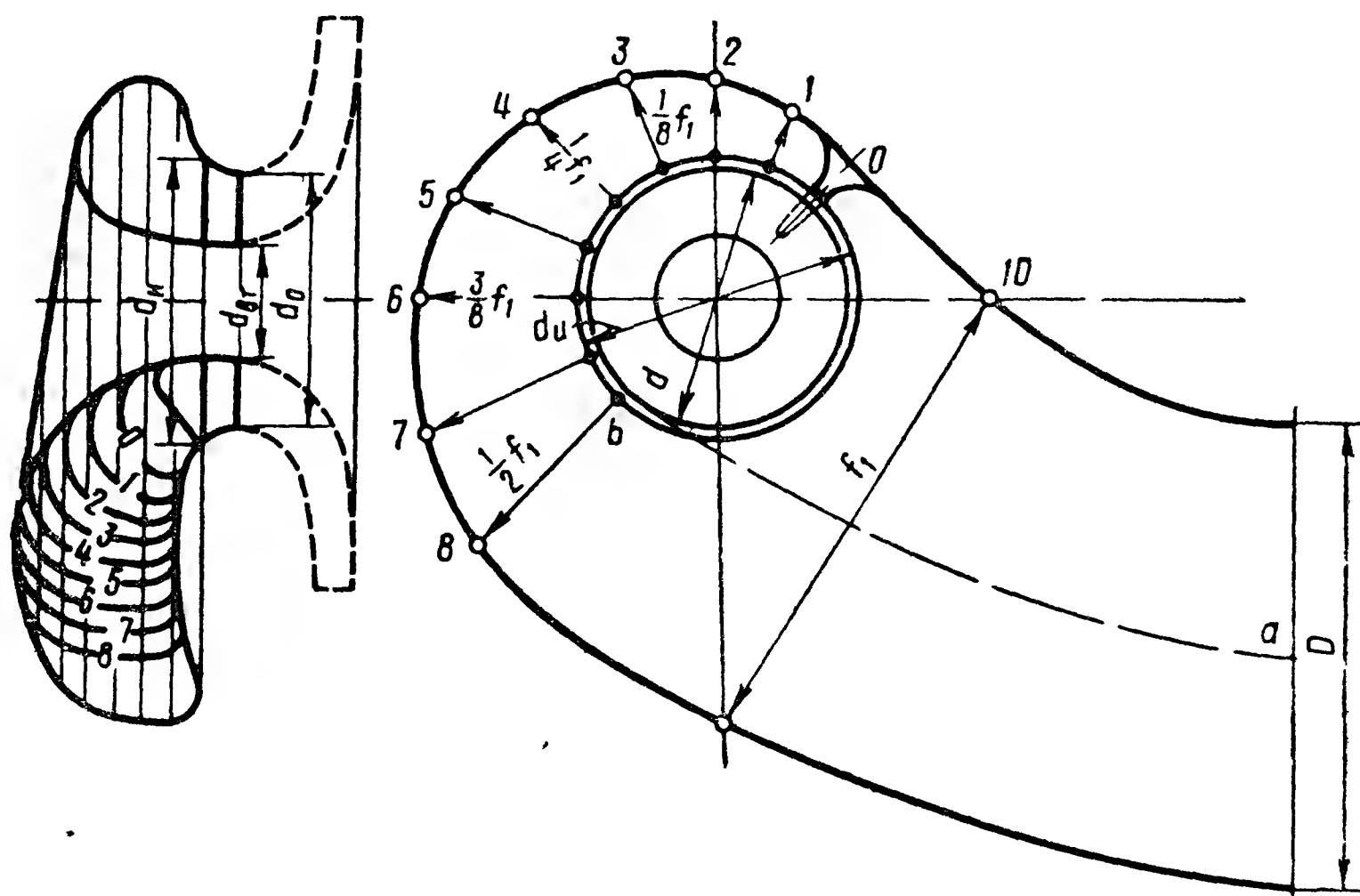


Рис. 228. Схема полуспирального подвода

части выбираются пропорционально углу охвата между сечениями 0—8 и выражаются в долях от площади сечения на входе f_1 :

$$f_1 = \pi (d_n^2 - d_{вт}^2) / 4.$$

Исключение составляет лишь небольшой участок вблизи ребра, разделяющего поток и препятствующего возникновению вихревого движения в правой части канала. Приблизительно можно принять, что половина расхода жидкости подходит к рабочему колесу без закручивания ($c_{1u} = 0$), а вторая половина — с моментом количества движения, равным $c_b (d_n/2 + h_b/2)$, где h_b — ширина подвода во входном сечении подвода 8—b; c_b — средняя скорость в этом сечении. Следовательно, средняя окружная проекция скорости c_{1u} , согласно закону сохранения момента количества движения,

$$c_{1u} \approx c_b \frac{d_n + h_b}{2d_1}.$$

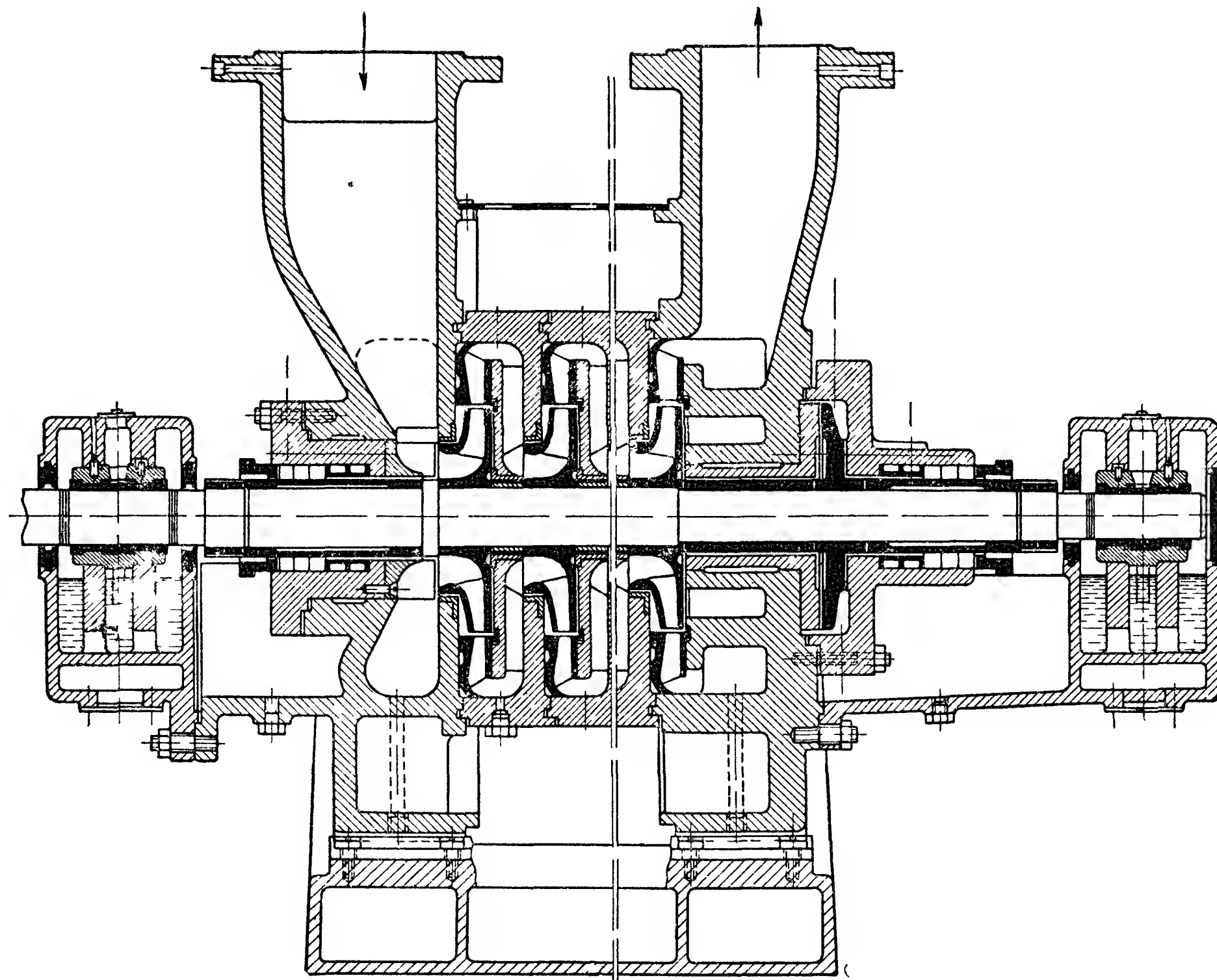


Рис 2 29. Поперечные сечения насоса с лопастным диффузором

Насосы с лопастными и канальными диффузорами. При большом числе ступеней насос спирального типа изготовить трудно, так как необходимо выполнять спиральные подводы и перепускные патрубки, число которых на единицу меньше числа ступеней. Более компактными являются насосы с лопастными и канальными диффузорами, в которых за рабочими колесами расположены направляющие лопасти, образующие диффузорные каналы (диффузоры). В зависимости от формы лопастей и организации подвода жидкости к следующей ступени диффузоры разделяют на лопастные и канальные.

Разрез насоса с лопастным диффузором представлен на рис. 2.29, а на рис. 2.30 показаны сечения по диффузору и обратному каналу, подводящему жидкость к следующей ступени (обратный направляющий аппарат).

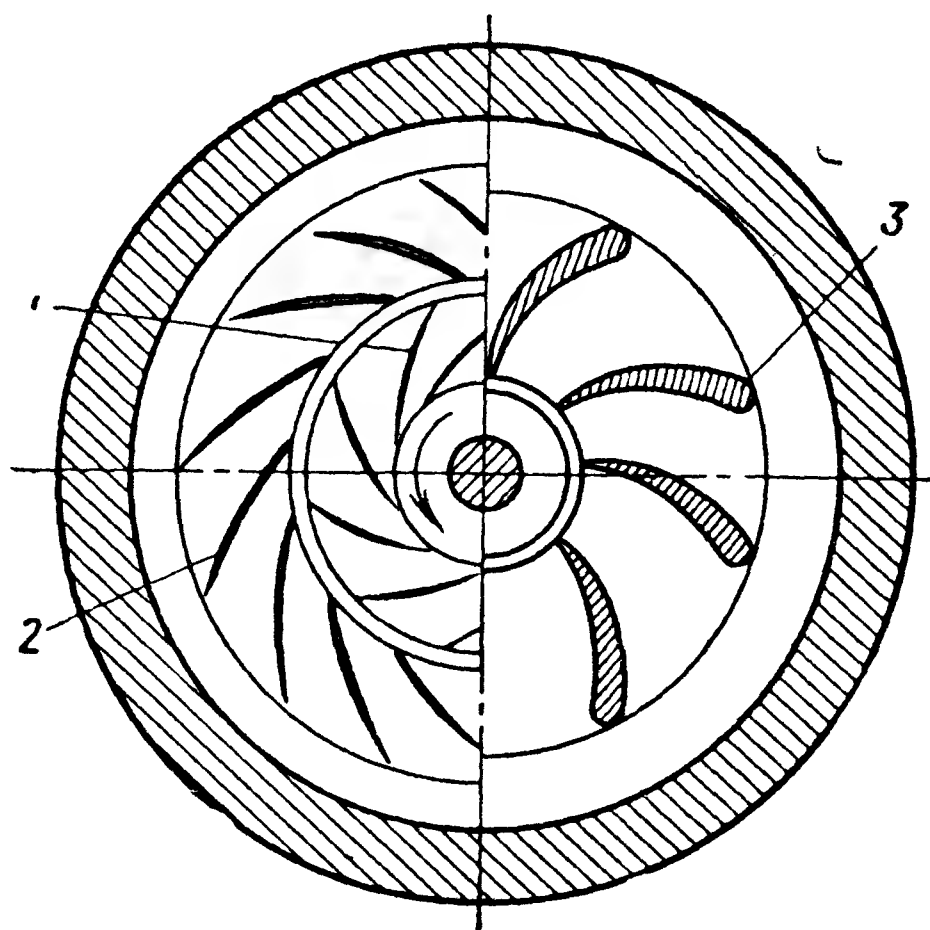


Рис 2.30. Насос с лопастным диффузором

За рабочим колесом 1 расположены направляющие лопасти диффузора 2, образующие радиальную решетку, в которой скорость жидкости уменьшается в $2 \div 2,5$ раза, однако поток остается закрученным. Из лопастного диффузора жидкость поступает в кольцевой канал, поворачивающий поток примерно на 180° . Часть канала после поворотного участка называют обратным направляющим

аппаратом 3, поскольку на этом участке расположены лопасти, полностью раскручивающие поток. Если после первой ступени поток остается закрученным, т. е. если перед вторым рабочим колесом $c_{1u} > 0$, то, согласно уравнению Эйлера, теоретический напор второй ступени уменьшается. Поэтому в многоступенчатых насосах и компрессорах обычно обеспечивают осевой подвод жидкости в каждой ступени.

Итак, в обратном направляющем аппарате происходит полное раскручивание потока, так что на выходе из него поток имеет осевое направление. Обычно в обратном направляющем аппарате происходит некоторое уменьшение скорости, т. е. он работает как диффузор.

В некоторых конструкциях лопасти обратного направляющего аппарата служат продолжением лопастей диффузора, образуя с ними отдельные каналы сложной формы.

Насосы с канальными диффузорами более компактны, чем насосы с лопастными диффузорами (рис. 2.31), и поэтому получили преимущественное распространение. Канальные диффузоры также образованы лопастями, но утолщенными к выходу и образующими в основной части диффузор с прямолинейными стенками (рис. 2.32, а). Поэтому поперечные градиенты скоростей в основной части канального диффузора пренебрежимо малы по сравнению с градиентами скоростей в лопастных диффузорах. Это приводит к тому, что поперечные течения жидкости, вызванные градиентом давления и развивающиеся на торцовых стенках канала (в пограничном слое), существенно меньше в канальных диффузорах, чем в лопастных. Другими словами, концевые потери в канальных диффузорах меньше, чем в лопастных, что особенно важно при малой высоте лопастей.

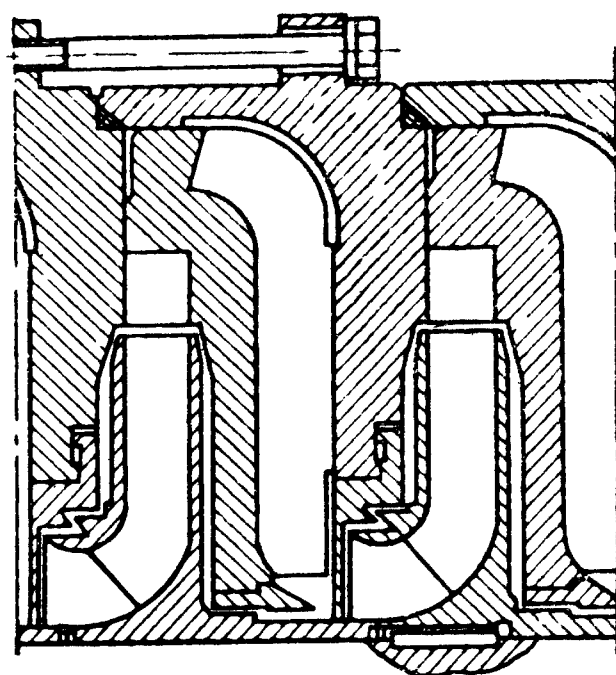


Рис. 2.31. Схема ступеней с канальными диффузорами

Межлопастные каналы диффузоров переходят далее в каналы обратного направляющего аппарата (рис. 2.32, б) и составляют с ними единые каналы сложной формы.

От формы лопастей и геометрических характеристик канальных и лопастных диффузоров заметно зависит к. п. д. насоса. Поэтому на расчет и профилирование лопастей диффузоров

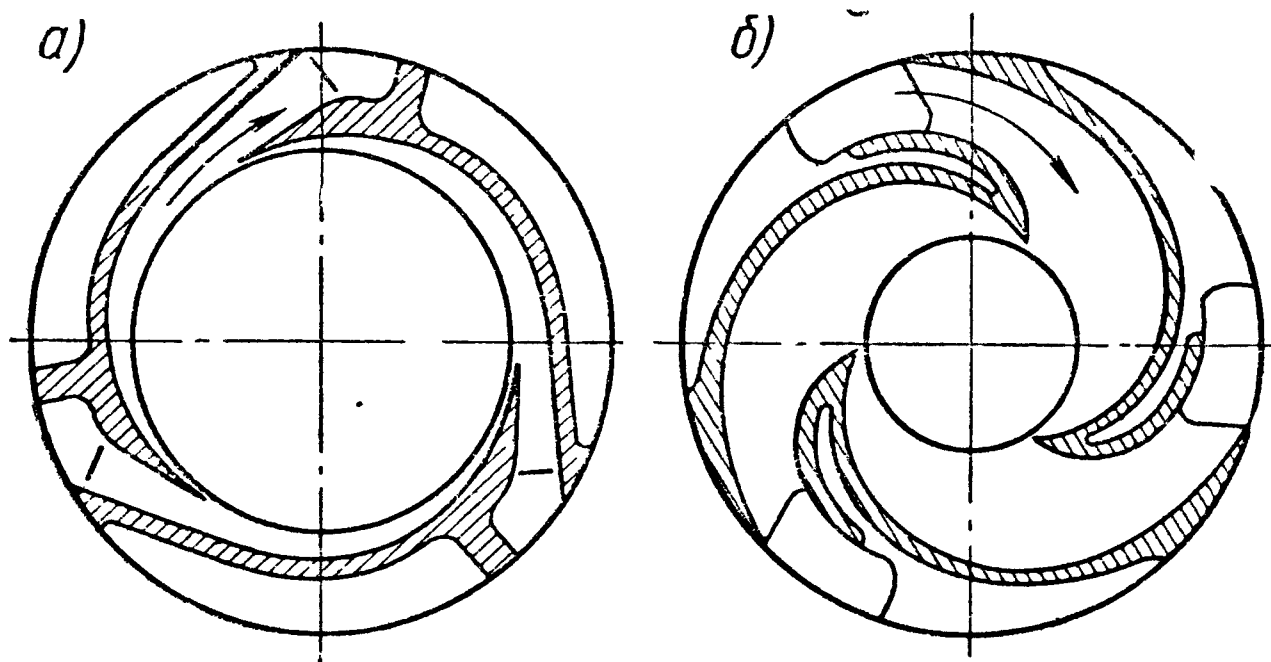


Рис. 2.32. Сечения канального диффузора

должно быть обращено столь же серьезное внимание, как и на расчет и профилирование рабочего колеса. Расчет лопастных и канальных диффузоров рассмотрен в § 10.4 применительно к насосам и к многоступенчатым центробежным компрессорам.

Экспериментальные исследования многоступенчатых насосов различных типов показывают, что к. п. д. насосов спирального

типа примерно на 2% ниже, чем к. п. д. насосов с лопастными или канальными диффузорами. Эта разница легко объясняется, если вспомнить, что процесс преобразования кинетической энергии в потенциальную в спиральной камере сопровождается значительными потерями на «удар» (даже на расчетном режиме работы).

Однако насосы спирального типа обладают тремя важными преимуществами, обусловившими широкое их применение даже при большом числе ступеней. Во-первых, они были просты в изготовлении. При изготовлении лопастных и канальных диффузоров требуется большая точность и чистота поверхности лопастей во избежание возрастания потерь; поэтому стоимость их изготовления весьма велика. Во-вторых, насосы спирального типа имеют существенно более пологие характеристики, чем насосы с диффузорами. Действительно, даже при сравнительно небольшом отклонении режима работы насоса от расчетного изменяется угол входа потока на лопасти диффузора, что приводит к отрыву потока от лопастей и, как следствие, к резкому возрастанию потерь. Поэтому в тех случаях, когда режим работы насоса изменяется в широких пределах, предпочтительнее насосы спирального типа, ибо они обеспечивают более высокий средний эксплуатационный к. п. д. В-третьих, эти насосы удобны в эксплуатации: наличие горизонтального разъема упрощает их ревизию и ремонт. Это преимущество становится недостатком при больших развиваемых давлениях, поскольку возникает проблема уплотнения разъемов.

Теория и расчет центробежных насосов изложены в [6], [13], [14].

Глава третья

ДЫМОСОСЫ И МЕЛЬНИЧНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

§ 3.1. Особенности условий работы дымососов и мельничных вентиляторов

Как уже отмечалось, дымососы всасывают дымовые газы из газохода парогенератора и выбрасывают их через дымовую трубу в атмосферу. В парогенераторах с пылеугольной топкой в систему пылеприготовления включены мельничные вентиляторы, называемые также эксгаустерами, которые забирают из циклонов воздух с наиболее тонкими фракциями угольной пыли и подают эту смесь к питателям пыли и далее — в топку парогенератора. Поскольку развиваемое дымососами и мельничными вентиляторами давление невелико, то они ничем принципиально не отличаются от обычных вентиляторов, в частности от дутьевых вентиляторов, подающих воздух в топку парогенератора.

Однако условия работы дымососов и мельничных вентилято-

ров отличаются двумя особенностями, накладывающими отпечаток на конструкцию этих машин и даже на их расчет.

Первая особенность связана с повышенной температурой рабочего тела: температура газов в дымососах достигает $(390—450)^\circ\text{К}$, а температура воздуха в мельничных вентиляторах обычно превышает 320°К . Тепло по валу передается подшипникам и вызывает нагрев масла свыше допустимой величины. Чтобы избежать чрезмерный нагрев масла, подшипники этих машин изготовляются с водяным охлаждением.

Вторая особенность — наличие в рабочем теле твердых примесей: золы в дымовых газах и угольной пыли в воздухе. И зола, и угольная пыль вызывают износ рабочих лопастей, дисков и стенок спиральной камеры. Это вынуждает как при изготовлении, так и в процессе эксплуатации дымососов и мельничных вентиляторов принимать специальные меры для уменьшения износа. Известны случаи, когда кампания дымососов (время непрерывной работы), в которых не применялись специальные защитные меры, длилась всего 2—3 недели, после чего приходилось заменять ротор.

В мельничных вентиляторах необходимо также принимать специальные меры для предотвращения попадания угольной пыли в подшипники.

§ 3.2. Износ рабочих лопастей и дисков дымососов

При сжигании в топках парогенераторов каменного угля образуется зола, некоторое количество которой уносится дымовыми газами. Специальные золоулавливающие устройства, применяемые для очистки дымовых газов, не обеспечивают их полной очистки. Кроме того, на некоторых станциях такие устройства вообще отсутствуют.

Вместе с дымовыми газами зола попадает в дымосос, вызывая износ рабочих лопастей, дисков и стенок спиральной камеры. Об интенсивности износа можно судить по следующим данным. Срок службы дымососов Д-190 при толщине рабочих лопастей $\delta=4\text{ мм}$ и работе станции на многозольных углях составляет при отсутствии золоулавливающих устройств обычно 20—30 дней; иногда при числе оборотов ротора $n=960\text{ об/мин}$ срок службы не превышает 8—12 дней.

Необходимо отметить, что короткий срок службы дымососов, как правило, не является непосредственным результатом износа лопастей или диска, а вызван разбалансировкой ротора вследствие их неравномерного износа, что влечет за собой вибрацию подшипников. О степени износа судят по величине вибраций и останавливают дымосос, когда вибрация подшипников превысит допустимую величину.

Явление износа рабочих поверхностей дымососов не изучено в достаточной степени. Опыт эксплуатации дымососов показыва-

ет, что наибольшему износу подвержены рабочие лопасти вблизи диска (рис. 3.1). *Интенсивность износа* существенно зависит от размеров частиц золы: возрастает с увеличением их размеров. Это объясняется тем, что траектория частицы определяется отношением сил трения частицы о воздух к центробежной силе, действующей на частицу при ее движении по криволинейной траектории. Так как сила трения пропорциональна поверхности частицы, а центробежная сила — ее объему, то их отношение уменьшается с увеличением размеров частиц. Следовательно, чем крупнее частица, тем меньше сказывается влияние трения частицы о воздух, траектория частицы ближе к прямолинейной, а

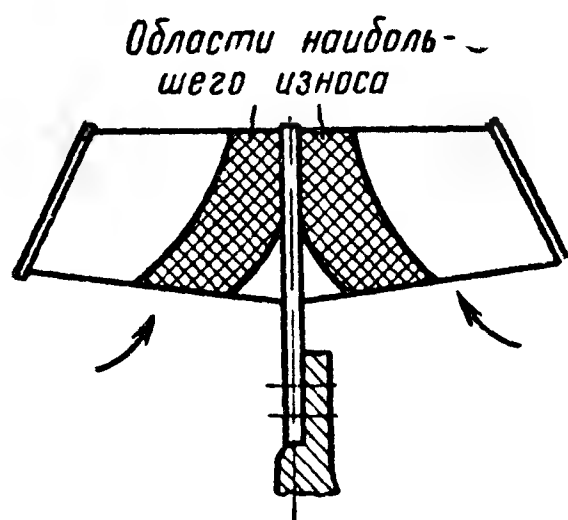


Рис. 3.1. Схема износа рабочих лопастей дымососа

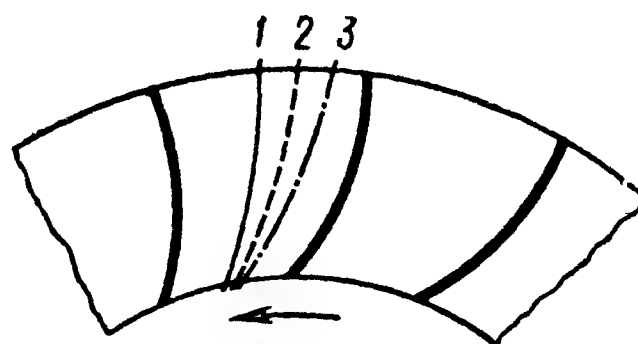


Рис. 3.2. Траектория частиц золы в относительном движении:

1 — линия тока; 2 — траектория малой частицы; 3 — траектория крупной частицы

значит, большее число частиц соприкасается с поверхностью рабочих лопастей и, следовательно, тем больше износ (рис. 3.2).

Поскольку износ поверхностей лопастей определяется ударом частиц о лопасти и, главное, трением частиц о поверхность лопастей, то величину интенсивности износа x_{μ} [мм/сек] можно выразить в виде суммы двух слагаемых, пропорциональных соответственно кинетической энергии частиц (в относительном движении) и силе трения, которая пропорциональна центробежной силе при движении частицы вдоль лопасти (в абсолютном движении):

$$x_{\mu} = K_1 \frac{z}{f} \frac{m \omega_1^2}{2} + K_2 \frac{z}{f} \frac{m c_1^2}{r_{\mu}}, \quad (3.1)$$

где K_1 и K_2 — опытные коэффициенты, зависящие от размеров частиц, конструкции дымососа и режима работы (угла атаки i); z — число частиц, попадающих на поверхность лопасти в единицу времени; m — масса частицы; f — поверхность лопасти; r_{μ} — радиус кривизны траектории частицы в абсолютном движении (рис. 3.3); c — абсолютная скорость движения частицы.

Учитывая, что

$$zm = \mu_3 \rho V,$$

где μ_3 — концентрация золы, кг/кг, а также принимая, что скорость движения частиц пропорциональна скорости движения газа, приведем (3.1) к следующему виду:

$$x_\mu = \mu_3 c_{1r}^3 (K_1' + K_2'/r_\mu), \quad (3.2)$$

газа K_1' и K_2' — коэффициенты, зависящие (как и K_1 и K_2) от размеров частиц, конструкции дымососа и режима работы.

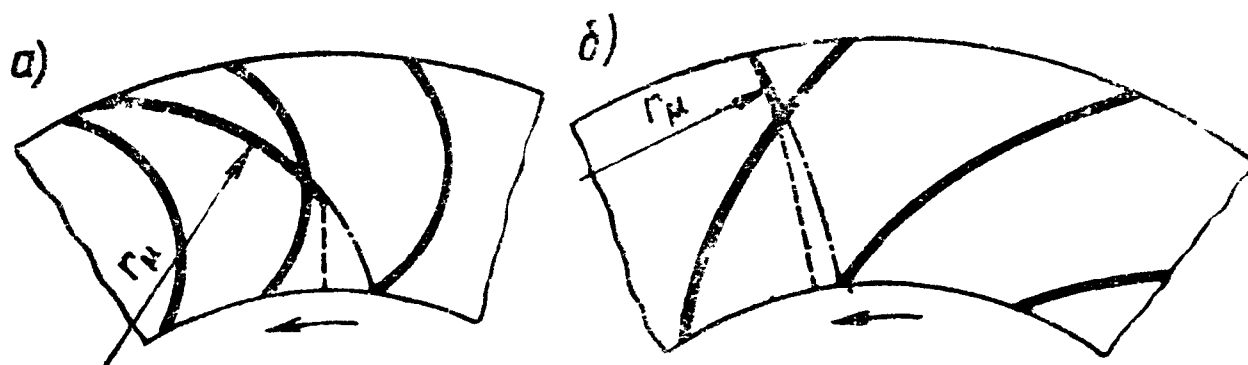


Рис. 3.3. Траектория крупных частиц золы в абсолютном движении:

а) при загнутых вперед лопастях; б) при загнутых назад лопастях;

— — — — — траектории частиц золы;
— · — · — траектории частиц, движущихся вдоль лопасти

Практическая ценность формулы (3.2) заключается в том, что она позволяет наметить некоторые пути борьбы с износом лопаток. Весьма эффективным средством уменьшения интенсивности износа является уменьшение скорости потока, поскольку интенсивность износа пропорциональна величине скорости в кубе. Увеличение размеров дымососа также вызывает уменьшение износа за счет увеличения r_μ , если даже скорость газа при этом остается неизменной.

При оценке влияния скорости газа на интенсивность износа следует, однако, иметь в виду, что коэффициенты K_1' и K_2' одинаковы только у геометрически подобных машин, работающих на подобных режимах. Таким образом, формула (3.2) позволяет сравнивать интенсивность износа лопастей только у геометрически подобных дымососов. Так, при переходе к дымососам с загнутыми назад лопастями одновременно увеличивают радиус кривизны r_μ (рис. 3.3, б) и окружные скорости. Если увеличение r_μ желательно, ибо приводит к уменьшению износа, то увеличение окружной скорости крайне нежелательно.

Можно только утверждать, что дымососы с большим отношением диаметров m при прочих равных условиях (в частности, при тех же углах β_{2p} и окружных скоростях u_2) меньше подвержены износу, чем дымососы с малым m . Действительно, увеличение m приводит к увеличению радиуса r_μ и, следовательно, способствует уменьшению износа. С другой стороны, дымосос с

большим отношением диаметров будет иметь меньшее число оборотов. Следовательно, разбалансировка ротора вызовет меньшую радиальную силу в машине с большим m , поскольку

$$F_{\text{ц}} = \Delta m u^2 / r,$$

где Δm — местное изменение массы лопатки, а машина с большим отношением диаметров имеет большие размеры. Кроме того, в дымососе с большим отношением диаметров окружная скорость потока на входе u_1 и, соответственно, относительная скорость w_1 меньше, чем в машине с малым m , что обуславливает и меньший износ вследствие удара частиц о лопасти. Однако применение дымососа с большим отношением диаметров ограничено, поскольку регулирование таких машин направляющим аппаратом неэффективно.

До недавнего времени дымососы изготавливались исключительно с загнутыми вперед лопастями; предполагалось, что уменьшение окружных скоростей является наиболее эффективным средством борьбы с износом. В настоящее время дымососы крупных парогенераторов выполняют с загнутыми назад лопастями для увеличения их экономичности. Опыт эксплуатации таких дымососов с профилированными рабочими лопастями и плоской внутренней поверхностью показывают, что значительного износа таких лопастей можно не бояться. Следует только предостеречь от применения дымососов с загнутыми назад непрофилированными лопастями и большим отношением диаметров m , так как при незначительном износе лопастей на их тыльной стороне оседает зола, вызывая такую же разбалансировку ротора, как и износ.

Меры борьбы с износом. Говоря о мерах борьбы с износом дымососов, необходимо прежде всего отметить, что установка дымососов не является обязательной. В современных парогенераторах сопротивление воздушного тракта преодолевается дутьевыми вентиляторами, а сопротивление газового тракта — дымососами. Такая схема удобна, так как позволяет обеспечить минимальное разрежение в топке, и тем самым избежать значительных утечек воздуха или газов. Однако вместо вентилятора и дымососа можно установить один (или два, параллельно включенных) дутьевой вентилятор, преодолевающий все сопротивление воздушного и газового трактов. Разумеется, для этого требуется значительное увеличение плотности воздушных и газовых трактов, но число вентиляторов уменьшается вдвое.

Известны также парогенераторы с газотурбинными установками, обеспечивающими подачу воздуха в топку под давлением в несколько атмосфер, что также исключает необходимость установки дымососа.

Наиболее эффективным средством борьбы с износом дымососов является очистка дымовых газов в золоулавливающих устройствах. Как уже указывалось, даже грубая очистка газов

существенно увеличивает срок службы дымососов. Например, срок службы дымососов парогенераторов с пылеугольными топками, работающими на подмосковном угле, и золоулавливанием с к. п. д. $(50 \div 60) \%$ возрастает до 1 года и более. Столь резкое возрастание срока службы дымососа при уменьшении концентрации золы в $2 \div 2,5$ раза можно объяснить только тем, что в золоуловителях (мультициклонах) прежде и легче всего уделяются крупные частицы.

Основные меры, которые можно предусмотреть при проектировании дымососов, сводятся к следующему.

1. Применение дымососов с двусторонним подводом газов уменьшает чувствительность ротора к разбалансировке, так как он находится между двумя опорами.

2. Увеличение толщины лопастей с 4—6 мм до 8 мм и более.

3. Наплавка лопастей твердыми сплавами. Хорошо зарекомендовала себя наплавка лопастей электродом Т-590 со специальной обмазкой, содержащей хром, бор и углерод. Она дает ровный плотный слой.

Процесс наплавки происходит без затруднений вследствие большой текучести расплавленного металла [8]. Сплав Т-590 отличается большой стойкостью (износоустойчивостью). Так, кампания дымососов на Каменецкой ТЭЦ при наплавке электродом Т-590 вместо сталинита увеличилась с 860 ч до 2286 ч, т. е. более чем в 2,5 раза.

Применение электрода Т-590 позволяет производить однократную или двукратную наплавку свежестертых участков, которые хорошо видны, не вынимая ротора во время текущего ремонта, что дополнительно увеличивает срок службы дымососа без замены ротора в 2—3 раза.

Наплавка лопастей производится не по всей поверхности лопаток, а в местах наибольшего износа (рис. 3.4); толщина слоя наплавки увеличивается к диску. Для облегчения съема лопастей применяются защитные бортики. Они привариваются к лопастям и диску и также покрываются сплавом. Такая конструкция освобождает от необходимости выполнять наплавку диска, которую трудно удалить без повреждения диска.

4. Выбор рациональной формы рабочих лопастей. Полностью эта задача не решена. Есть основания полагать, что аэродинами-

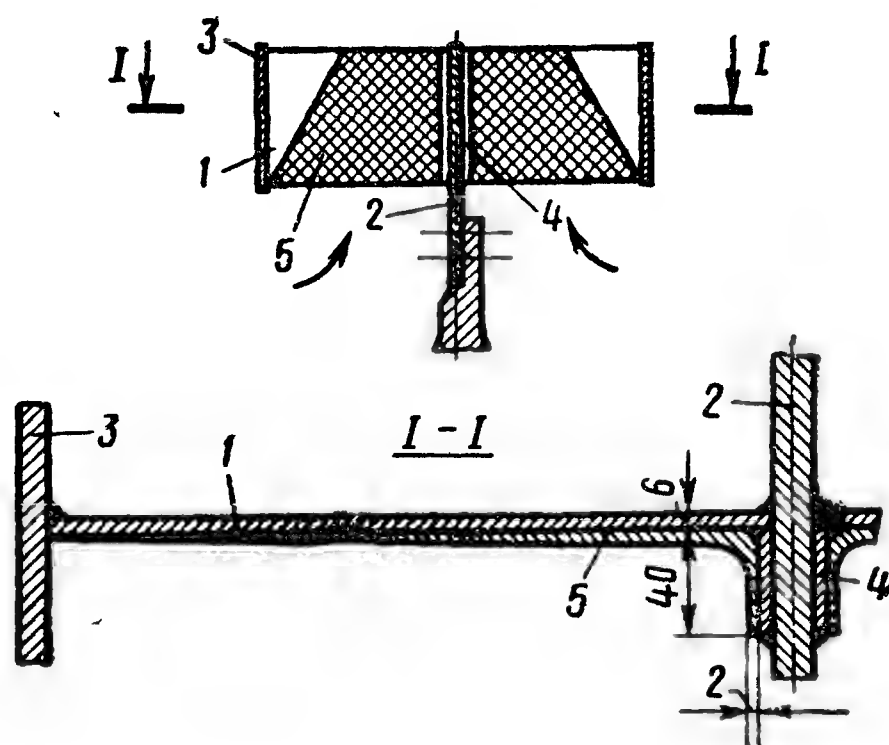


Рис. 3.4. Схема наплавки лопасти электродом Т-590:

1 — лопасть; 2 — диск; 3 — кольцо; 4 — защитный бортик; 5 — наплавка

чески наиболее совершенные профили лопастей достаточно износостойчивы и поэтому изготовление дымососов с загнутыми назад лопастями целесообразно (при условии, что на тыльной стороне лопастей не оседает зола).

5. Увеличение отношения диаметров m . Это мероприятие можно рекомендовать только в сочетании с применением двигателей, допускающих экономичное изменение числа оборотов (в первую очередь, двигатели постоянного тока; в установках большой мощности не исключено применение паротурбинного привода). В этом случае не только решается задача экономичного регулирования дымососов, но и существенно уменьшается износ, поскольку интенсивность износа пропорциональна числу оборотов в кубе.

6. Защита торцевой стенки спиральной камеры листовой сталью или литыми чугунами гофрированными плитами.

§ 3.3. Влияние золы на параметры работы дымососов

Для изучения влияния примесей твердых частиц на параметры работы дымососов рассмотрим предельный случай. Примем, что концентрация твердых частиц чрезвычайно мала, поэтому присутствие частиц не вызывает увеличения гидравлических потерь. Кроме того, размеры твердых частиц будем считать настолько малыми, что их траектория совпадает с линиями тока, т. е. не отличается от траектории частиц газа. В этом случае количественная оценка влияния примесей твердых частиц на параметры работы дымососов не вызывает затруднений [2].

Согласно уравнению Эйлера, потребляемая дымососом мощность пропорциональна плотности перемещаемой среды. Таким образом, если под концентрацией золы μ_3 [кг золы/кг газа] подразумевать количество золы, приходящейся на 1 кг газа, то μ_3 соответствует увеличению плотности смеси в $(1 + \mu_3)$ раз и такое же увеличение мощности:

$$N_\mu = N(1 + \mu_3), \quad (3.3)$$

где индекс μ относится к параметрам работы вентилятора или дымососа, подающего воздух с примесями твердых частиц.

Однако сообщаемая газу энергия (без учета энергии, сообщенной твердым частицам) остается неизменной и поэтому

$$P_\mu = P. \quad (3.4)$$

Соответственно этому к. п. д. дымососа должен уменьшиться в $(1 + \mu_3)$ раз, ибо подача остается неизменной:

$$\eta_\mu = \eta / (1 + \mu_3). \quad (3.5)$$

Рассматривая более общий случай, по-прежнему полагаем концентрацию твердых частиц небольшой. Крупные частицы,

ударяясь о поверхность рабочих лопастей, полностью или частично теряют сообщенную им кинетическую энергию. Увеличение энергии таких частиц в потоке происходит отчасти под воздействием рабочих лопастей и отчасти за счет энергии движущегося газа. Дополнительное воздействие рабочих лопастей на твердые частицы вызывает дополнительное увеличение потребляемой мощности, а ускорение твердых частиц газовым потоком означает, что энергия газового потока уменьшается. Другими словами, развиваемое дымососом давление при наличии твердых частиц должно уменьшаться. На основании этих очевидных соображений можно записать:

$$\left. \begin{aligned} N_{\mu} &= N(1 + k_N \mu_3); \\ P_{\mu} &= P(1 - k_P \mu_3). \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

Поскольку теоретическое определение коэффициентов k_N и k_P затруднено, обратимся к опытным данным. Анализ опытных данных, полученных в ЦАГИ М. П. Калинушкиным [9], позволяет сделать следующие выводы.

1. При малой концентрации твердых частиц ($\mu_3 < 0,1$) форма и плотность частиц не оказывают заметного влияния на величину k_N (опыты на древесных опилках, древесной стружке и торфе дают примерно одно и то же значение коэффициента k_N). Заметим, что опыты на угольной пыли подтверждают правильность выводов М. П. Калинушкина.

2. Величина коэффициентов k_N и k_P зависит от режима работы вентилятора; оба коэффициента увеличиваются с увеличением расхода.

3. При очень малом числе рабочих лопастей (в опытах Калинушкина $z_p = 6$) изменение концентрации твердых частиц в пределах $0 < \mu_3 < 0,2$ не вызывает изменения развиваемого давления.

4. Для обычных вентиляторов коэффициенты k_N и k_P изменяются в пределах от $k_N = 1$ и $k_P = 0,1$ на режимах малых расходов до $k_N = 1,5 \div 1,7$ и $k_P = 0,45$ на режимах больших расходов.

На основании опытов можно принять, что на расчетном режиме работы дымососов каждой частице, грубо говоря, приходится дважды сообщать энергию (второй раз — после потери энергии при ударе).

§ 3.4. Мельничные вентиляторы

Воздух, подаваемый мельничными вентиляторами, содержит большое количество угольной пыли с частицами весьма малых размеров (до 20—30 мк). Несмотря на эти отличия, величина коэффициентов $k_N = 1,7$; $k_P = 0,5$ — на режиме максимального к. п. д.; $k_N = 1$; $k_P = 0$ — на режиме малых расходов для мельничного вентилятора, полученных в условиях работы при различной концентрации пыли, оказывается близкой к величине коэффи-

циентов, полученных в опытах М. П. Калинушкина для дымо-
сосов.

Характеристики мельничных вентиляторов при различной
концентрации пыли приведены на рис. 3.5. Анализ этих характе-
ристик позволяет также заключить, что при очень большой кон-
центрации пыли ($\mu_{\text{п}}=1 \text{ кг/кг}$) коэффициент k_N уменьшается, что
можно объяснить увеличением угла отставания потока вследст-

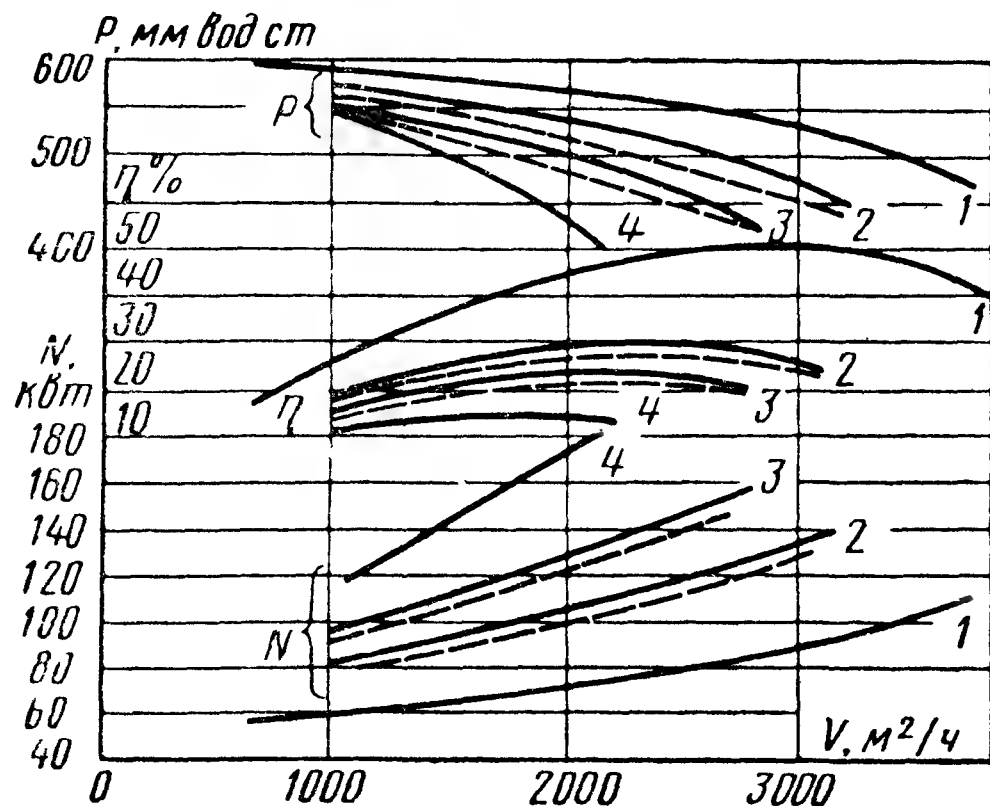


Рис. 3.5. Характеристики мельничного вен-
тилятора:

1 — $\mu_z = 0$, 2 — $\mu_z = 0,3 \text{ кг/кг}$, 3 — $\mu_z = 0,5 \text{ кг/кг}$,
4 — $\mu_z = 1 \text{ кг/кг}$

————— опытные характеристики;
----- расчетные характеристики

вие возрастания по-
терь. Увеличение со-
держания пыли, по су-
ществу, эквивалентно
увеличению вязкости
воздуха, или умень-
шению числа Рей-
нольдса.

Существенной осо-
бенностью мельничных
вентиляторов является
уменьшение оптималь-
ного расхода воздуха с
увеличением концент-
рации пыли. Эту осо-
бенность необходимо
учитывать при выборе
мельничных вентиля-
торов по каталогам.

Грубую количест-
венную оценку влия-
ния концентрации пы-

ли на характеристики мельничного вентилятора можно дать,
предположив линейную зависимость между коэффициентами k_N
и k_P и отношение расходов V/V_p (V — действительный расход
воздуха; V_p — расход на режиме максимального к. п. д.):

$$k_N = 1 + 0,7V/V_p; \quad k_P = 0,5V/V_p. \quad (3.7)$$

Формулы (3.7) следует рассматривать как ориентировочные;
они должны уточняться по мере накопления опытных данных.

Результаты расчетного определения характеристик мельнич-
ного вентилятора для $\mu_{\text{п}}=0,3 \text{ кг/кг}$ и $\mu_{\text{п}}=0,5 \text{ кг/кг}$ представле-
ны на рис. 3.5 штриховыми линиями; видно, что расчетные и
опытные характеристики согласуются удовлетворительно.

Характеристики мельничных вентиляторов, полученные на
чистом воздухе, вначале необходимо пересчитать на условия
средней концентрации угольной пыли и по пересчитанным харак-
теристикам уже выбирать машину.

Более подробные сведения о вентиляторах и дымососах мож-
но найти в [2], [10], [11], [12].

Глава четвертая

ОСЕВЫЕ НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

§ 4.1. Устройство осевого насоса и вентилятора

Объединение осевых и центробежных машин в одну группу лопастных машин обусловлено тем, что эти машины можно рассматривать как предельные случаи диагонального насоса

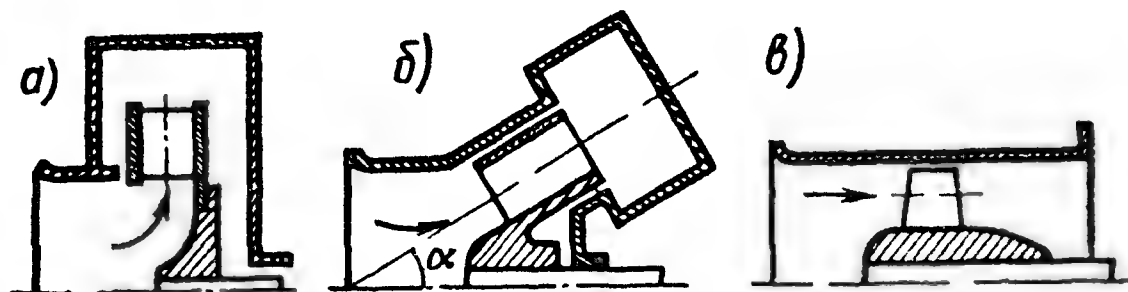


Рис. 4.1. Схемы лопастных машин

(рис. 4.1, б): центробежный насос — это диагональный при угле $\alpha=90^\circ$ (рис. 4.1, а), а осевой — при угле $\alpha=0^\circ$ (рис. 4.1, в). Разумеется, указанное родство не исключает существенных конструктивных различий между осевыми и центробежными машинами. Более того, течение жидкости в осевых и центробежных насосах отличается столь значительно, что до сих пор отсутствует единая теория этих машин.

Принципиальная схема современного одноступенчатого осевого насоса представлена на рис. 4.2, а. Для обеспечения плавного входа жидкости и создания равномерного поля скоростей перед рабочим колесом к корпусу насоса 1 крепится входной коллектор 2. Из коллектора жидкость поступает на рабочие лопасти 3, закрепленные вместе с обтекателем 4 на втулке 5, проходит через спрямляющий аппарат 6, лопасти которого крепятся к

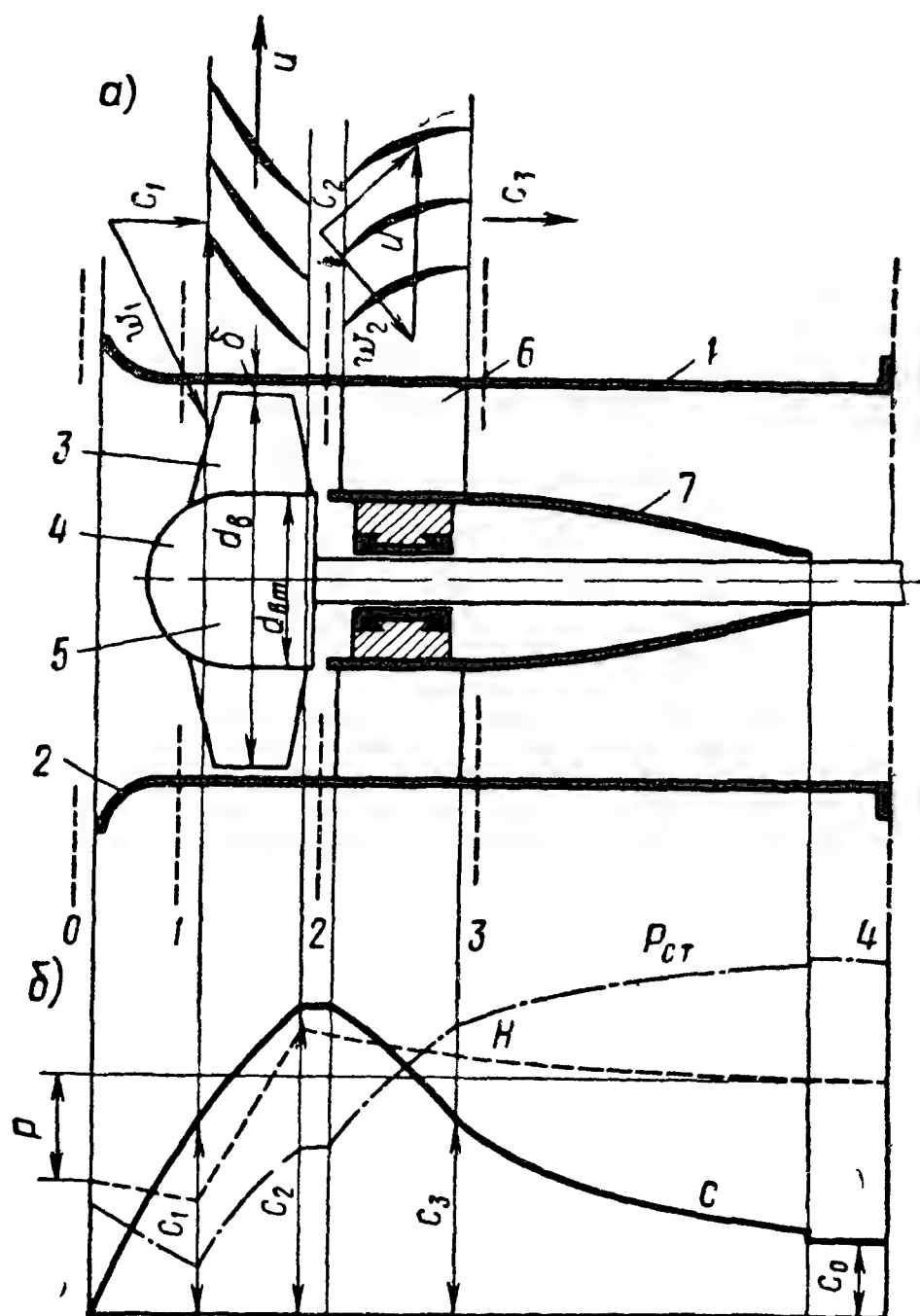


Рис. 4.2. Схема осевого насоса и распределения скоростей и давлений вдоль его оси

корпусу и цилиндрической обечайке 7, и далее через диффузор, образованный корпусом и конической обечайкой, подается в напорную линию.

Рабочие лопасти, как и в центробежной машине, сообщают жидкости кинетическую и потенциальную энергию; скорость за рабочим колесом c_2 больше скорости перед ним c_1 . Назначение спрямляющего аппарата то же, что лопастных и канальных диффузоров: преобразование кинетической энергии в потенциальную. Отличительной особенностью спрямляющего аппарата, определившей его название, является почти полное устранение вращения потока, закрученного рабочим колесом; обычно за спрямляющим аппаратом скорость c_3 имеет осевое направление: $c_{3a} = c_{1a}$; $c_{3u} = 0$. Цифровые индексы у скоростей соответствуют номерам сечений, указанных на рис. 4.2 а: 0 — перед насосом; 1 — перед рабочими лопастями; 2 — за рабочими лопастями; 3 — за спрямляющим аппаратом; 4 — за диффузором. Здесь же показана развертка сечения рабочих и спрямляющих лопастей цилиндрической поверхностью произвольного радиуса r на плоскость. Профили лопастей такого сечения образуют осевые решетки рабочих и спрямляющих лопастей. В каждом сечении получают свои профили, поскольку обычно лопасти закрученные, переменного по высоте профиля.

На рис. 4,2, б показана схема распределения скоростей и давлений вдоль оси насоса. Перед входной воронкой (сечение 0) $c=0$ и $P=0$. Далее по мере приближения к рабочим лопастям средняя скорость возрастает, а статическое давление $P_{ст}$ соответственно уменьшается. Если бы потери отсутствовали, то полное давление до сечения 1 оставалось постоянным:

$$P_{п} = P_{ст} + \rho c^2/2 = 0.$$

Практически вследствие гидравлических потерь полное давление несколько снижается. В пределах рабочего колеса одновременно увеличивается статическое и динамическое давление. В спрямляющем аппарате и диффузоре статическое давление возрастает за счет уменьшения скорости; полное давление уменьшается вследствие гидравлических потерь. Разность полных давлений за насосом и перед ним составляет давление, развиваемое насосом:

$$P = P_{ст4} + \rho c_4^2/2 - (P_{ст0} + \rho c_0^2/2).$$

Треугольники скоростей рабочих и спрямляющих лопастей представлены на рис. 4.3. При отсутствии специального направляющего аппарата скорость перед рабочими лопастями имеет осевое направление, если режим работы не слишком отклоняется от расчетного. Осевые скорости в пределах колеса и спрямляющего аппарата обычно одинаковы: $c_{1a} = c_{2a} = c_{3a}$; исключение составляют вентиляторы типа Экка, в которых резко уменьша-

ются проходные сечения в пределах рабочего колеса. За спрямляющим аппаратом направление скорости близко к осевому.

Движение жидкости в обычном насосе (с постоянными диаметрами втулки и вершин лопастей) даже в неблагоприятном случае сопровождается столь незначительным радиальным смещением линий (поверхностей) тока, что практически его можно рассматривать как движение вдоль цилиндрических поверхностей, полагая при $u_2 \approx u_1$. Правда, это не означает, что поле осе-

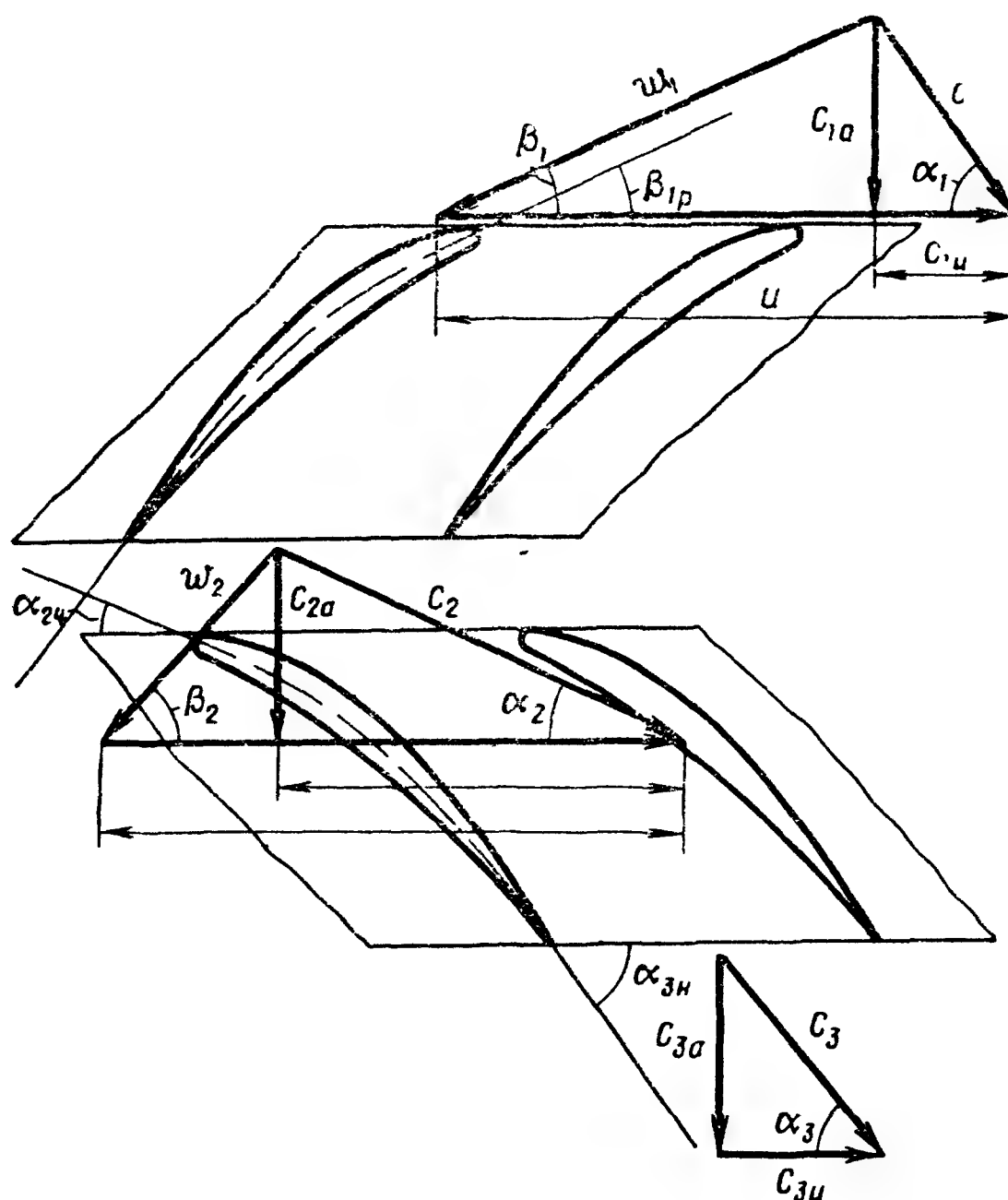


Рис. 4.3. Треугольники скоростей осевой машины

вых скоростей всегда равномерно по высоте лопастей: незначительные радиальные смещения линий тока вызывают, как показывают расчеты, существенное искажение поля осевых скоростей [15].

Из уравнения Эйлера в форме (2.16) следует, что при $u_2 = u_1$ статический напор в рабочем колесе повышается исключительно за счет уменьшения скорости в относительном движении:

$$H_{ст} = (w_1^2 - w_2^2)/2.$$

А так как в рабочем колесе статический напор всегда увеличивается, то должно удовлетворяться неравенство: $w_1 > w_2$. Исключение составляют лишь так называемые вентиляторы по-

стоянного давления, у которых $\omega_1 = \omega_2$, однако широкого распространения они не получили.

Условие $\omega_1 > \omega_2$ означает, что межлопастные каналы рабочего колеса осевого вентилятора, как правило, представляют криволинейные диффузоры. Это позволяет дать простое практическое правило определения направления вращения рабочего колеса с непрофилированными лопастями. Поскольку движение жидкости должно происходить от меньшего сечения f_1 к большему f_2

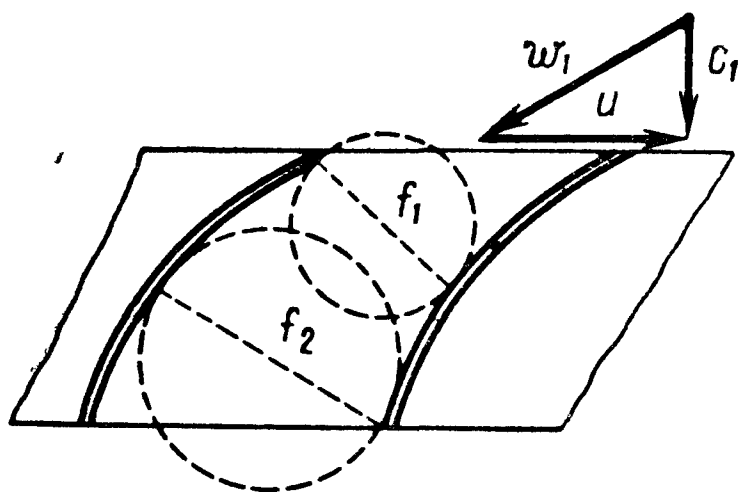


Рис. 4.4. К определению направления вращения рабочего колеса с непрофилированными лопастями

(рис. 4.4), то направление вектора относительной скорости ω_1 можно найти сразу. А так как вектор абсолютной скорости c_1 имеет осевое направление, то нетрудно найти и направление вращения, поскольку $\vec{u} = \vec{c}_1 - \vec{\omega}_1$.

Как следует из (2.7), повышение статического давления в рабочем колесе в общем случае обусловлено отчасти изменением окружной скорости. В осевых же машинах $u_2 = u_1$, что является основной причиной низкой напорности осевых машин по сравнению с центробежными.

§ 4.2. Схемы насосов и вентиляторов

Рассмотренная в предыдущем параграфе схема осевой машины с рабочим колесом и спрямляющим аппаратом является основной схемой высоконапорных вентиляторов и насосов. Однако наряду с ней применяются и другие схемы, как более простые, так и более сложные. Известны четыре схемы выполнения осевых машин (рис. 4.5): первые две характерны как для насосов, так и для вентиляторов, две остальные — только для вентиляторов.

Схема с одним рабочим колесом (рис. 4.5, а) является простейшей из возможных схем осевых машин: насос состоит из рабочего колеса, вращающегося в корпусе. По такой схеме выполнялись первые осевые вентиляторы. В настоящее время она применяется только в случае низконапорных машин.

Чтобы установить основной недостаток этой схемы, рассмотрим течение за рабочим колесом. Поток за рабочим колесом закручен в сторону вращения ротора; вектор скорости $\vec{c}$ можно

представить в виде суммы двух слагаемых:

$$\vec{c}_2 = \vec{c}_a + \vec{c}_{2u}; \quad c_2^2 = c_a^2 + c_{2u}^2.$$

За счет действия вязкости момент количества движения жидкости в трубопроводе за вентилятором постепенно уменьшается до нуля, и направление скорости становится осевым. Уменьшение кинетической энергии от $c_2^2/2$ на выходе из рабочего колеса до $c_a^2/2$ на некотором удалении от него не приводит к увеличе-

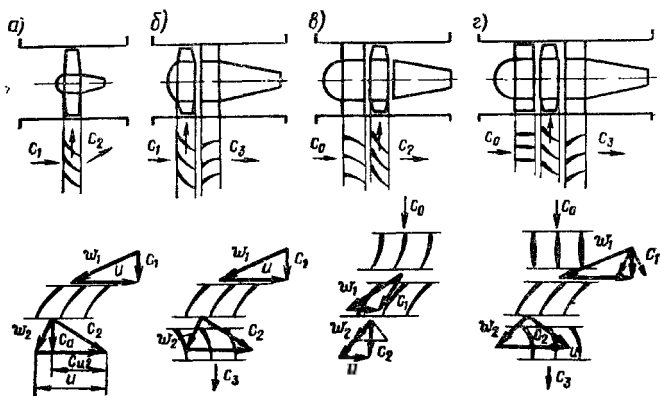


Рис. 4.5. Схемы осевых машин

нию потенциальной энергии, а лишь компенсирует дополнительные гидравлические потери, вызванные вращением жидкости. Следовательно, энергия

$$\Delta H_c = (c_2^2 - c_a^2)/2 = c_{2u}^2/2$$

теряется бесполезно. Поскольку доля этих потерь

$$\frac{\Delta H_c}{H_T} = \frac{c_{2u}^2/2}{u_2 c_{2u}} = 1 - \theta,$$

то применение этой схемы имеет смысл только в случае большой степени реактивности θ .

Схема с рабочим колесом и спрямляющим аппаратом (рис. 4, 5, б) — основная для высоконапорных насосов и вентиляторов. Поскольку выход потока из ступени осевой, то добавочной потери за ступенью нет. В этом и заключается существенное преимущество этой схемы перед первой схемой.

По второй схеме выполняются как одноступенчатые, так двух- и многоступенчатые машины.

Вентиляторы этой схемы могут иметь весьма высокий к. п. д.: до 88% — вентиляторы с меридиональным ускорением; порядка 85% — обычные двухступенчатые вентиляторы при умеренном относительном диаметре втулки $v = d_{вт}/d_n = 0,4 \div 0,6$; около 80% — одноступенчатые высоконапорные вентиляторы с $v = 0,7 \div 0,8$.

В схеме с направляющим аппаратом и рабочим колесом (рис. 4.5 в) направляющий аппарат расположен перед рабочим колесом и закручивает поток в сторону, противоположную вращению вала ($c_{1u} < 0$). На расчетном режиме работы поток выходит из рабочего колеса в осевом направлении ($c_{2u} = 0$) и, следовательно, теоретическое давление

$$P_T = -\rho u c_{1u}.$$

Однако при отклонении режима работы от расчетного скорость за рабочим колесом отклоняется от осевого направления ($c_{2u} \neq 0$).

В направляющем аппарате поток ускоряется от скорости c_a до $c_1 > c_a$; соответственно этому статическое давление падает. Поэтому повышение статического давления в рабочем колесе должно быть больше, чем во всей ступени вентилятора; степень реактивности оказывается больше единицы. Действительно, при $c_{2u} = 0$

$$\theta = 1 - c_{1u}/2u,$$

т. е. при $c_{1u}/u = -(0,5 \div 0,8)$ получаем $\theta = 1,25 \div 1,4$.

Снижение давления перед рабочим колесом насоса нецелесообразно, поскольку вызывает уменьшение допустимой высоты всасывания. Поэтому насосы по этой схеме не изготавливают. Но и для вентиляторов эта схема применяется крайне редко; серийное производство таких машин в СССР отсутствует. Однако она обладает определенными преимуществами, по сравнению с другими схемами, и поэтому заслуживает не только изучения, но и промышленного внедрения. Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Во-первых, данная схема обеспечивает существенно более пологие, чем предыдущая, характеристики вентиляторов, так как в ней угол атаки зависит только от входного угла направляющих лопастей, поэтому они всегда находятся в оптимальных условиях при любом расходе воздуха. Более того, при одинаковом изменении подачи в этой схеме угол атаки рабочих лопастей изменяется меньше и, следовательно, потери возрастают меньше, чем во второй схеме.

Изменение же режима работы вентилятора второй схемы вызывает отклонение углов атаки как рабочих, так и спрямляющих лопастей, что приводит к резкому увеличению потерь в рабочем колесе и спрямляющем аппарате. На рис. 4.6 показаны треугольники скоростей на входе в рабочее колесо вентиляторов второй и третьей схем при равных окружных скоростях и равных

осевых скоростях. Жирными сплошными линиями показан треугольник скоростей вентиляторов второй схемы, жирными штрих-пунктирными — третьей схемы на расчетном режиме работы. Тонкими линиями показаны треугольники скоростей при уменьшении расхода, соответствующем снижению осевой скорости от c_a (на расчетном режиме) до c_a' . При построении треугольников принимается, что направление вектора абсолютной скорости c_1 перед рабочим колесом не зависит от режима работы; во второй схеме $c_1 = c_{1a}$; в третьей схеме направление c_1 зависит только от формы и угла установки направляющих лопаток. Как следует из рис. 4.6, в третьей схеме вектор относительной

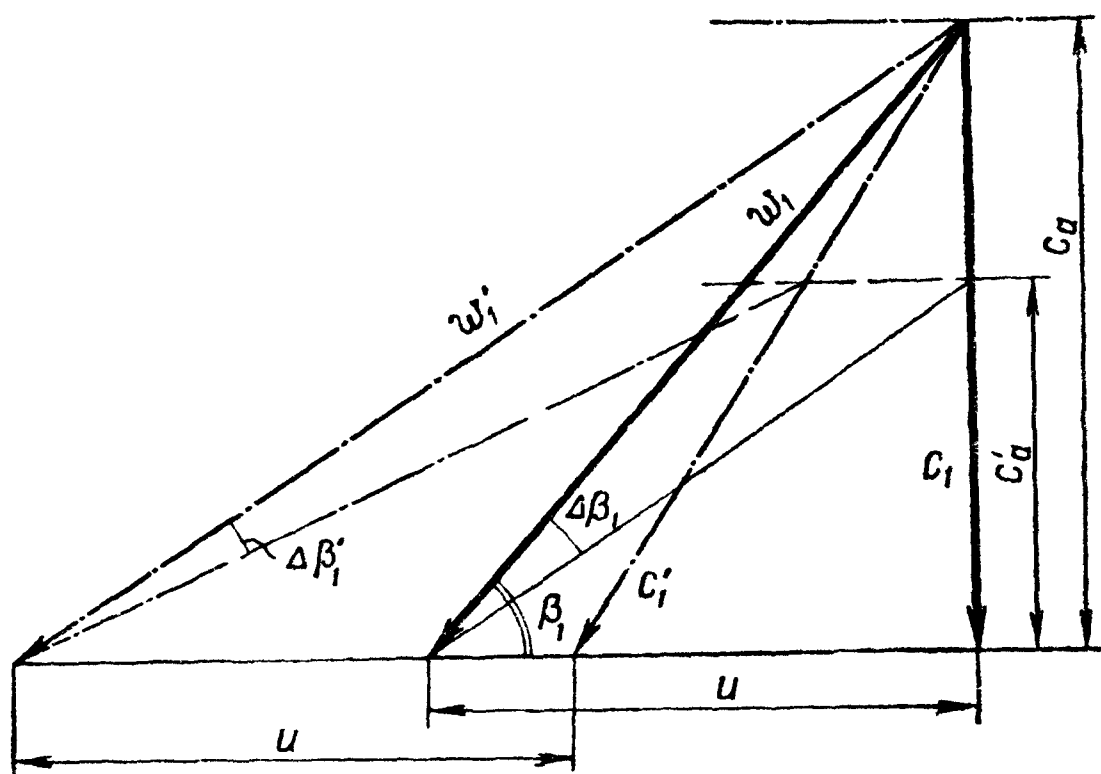


Рис. 4.6. Треугольники скоростей на входе в рабочее колесо осевого вентилятора

скорости w_1' поворачивается на меньший угол $\Delta\beta_1'$, что приводит к меньшему изменению угла атаки. Приведенные соображения о более пологой характеристике вентиляторов этой схемы хорошо подтверждаются опытами ЦАГИ.

Во-вторых, направляющие лопасти вентилятора третьей схеме могут быть поворотными, что обеспечивает экономичное регулирование производительности. К этому вопросу мы еще вернемся в § 6.5.

Основной недостаток вентиляторов этой схемы — более низкий к. п. д. на расчетном режиме работы. По опытам ЦАГИ [16], они имеют максимальный к. п. д. на $(7\div 9)\%$ ниже, чем у вентиляторов второй схемы. Причиной снижения к. п. д. служит более высокий уровень относительных скоростей в рабочем колесе, что, в частности, следует из выражения для относительной скорости w_1 :

$$w_1^2 = c_{1a}^2 + (u - c_{1u})^2.$$

С уменьшением окружной проекции скорости c_{1u} скорость w_1 увеличивается.

Однако в опытах ЦАГИ применялись незакрученные рабочие и направляющие лопасти; несомненно, что применение лопастей переменного профиля позволит существенно повысить к. п. д. вентиляторов второй и третьей схем. Так, например, в Германской Демократической Республике широкое распространение получили осевые дымососы, выполненные по третьей схеме. Максимальный к. п. д. этих машин достигает 82% [12].

Схема с направляющим аппаратом, рабочим колесом и спрямляющим аппаратом (рис. 4.5, г) является обобщением двух предыдущих схем. Направляющий аппарат может закручивать поток как в сторону вращения ротора, так и в противоположную сторону. Однако наибольшее применение нашли вентиляторы, у которых на расчетном режиме работы направляющие лопасти не закручивают поток, как во второй схеме; они выполняются из симметричных профилей и располагаются по потоку (рис. 4.5, г). Другими словами, вентилятор выполнен по второй схеме, но перед рабочим колесом установлен направляющий аппарат с поворотными лопастями для регулирования подачи.

Применение четвертой схемы может оказаться целесообразным и для насосов, поскольку позволяет увеличить допустимую высоту всасывания (за счет уменьшения относительной скорости w_1).

§ 4.3. Плоская решетка. Построение профилей

Расчет осевых насосов, вентиляторов и компрессоров основывается на использовании теории и опытных данных по продувкам плоских решеток.

Получаются *плоские решетки* следующим образом. Лопасти рассекаются цилиндрическими поверхностями, радиусы которых равны r и $r + \Delta r$. Выделенные части рабочих и спрямляющих (направляющих) лопастей образуют *элементарную ступень*. Если отношение $\Delta r/r$ достаточно мало, по сравнению с единицей, то изменением параметров потока по высоте лопастей в пределах элементарной ступени можно пренебречь. Плоские решетки образуются путем развертки цилиндрического сечения лопастей на плоскость.

Проф. Н. Е. Жуковский предположил, что картина течения жидкости в элементарной ступени и соответствующих плоских решетках отличается незначительно. Эта гипотеза, подтвержденная впоследствии опытными данными и теорией, легла в основу расчета осевых турбомашин — насосов, компрессоров и турбин.

Основные параметры профилей и решетки. К профилированию рабочих и спрямляющих лопастей осевых машин предъявляются большие требования, чем к профилированию рабочих лопастей центробежных машин. Как уже отмечалось, в осевых машинах кориолисовы силы не участвуют в создании напора, поэтому данный напор достигается при большем уровне относительных ско-

ростей в осевом насосе, чем в центробежном. А так как потери на лопастях пропорциональны квадрату относительной скорости, то для снижения потерь в осевом насосе необходимо очень тщательно профилировать рабочие и спрямляющие лопасти, чтобы обеспечить безотрывное обтекание профилей.

Несмотря на разнообразие профилей, применяемых при изготовлении лопаток, можно выделить несколько характерных параметров, совокупность которых определяет основные свойства профилей в решетке. При этом предполагается, что обводы профилей очерчены плавными кривыми.

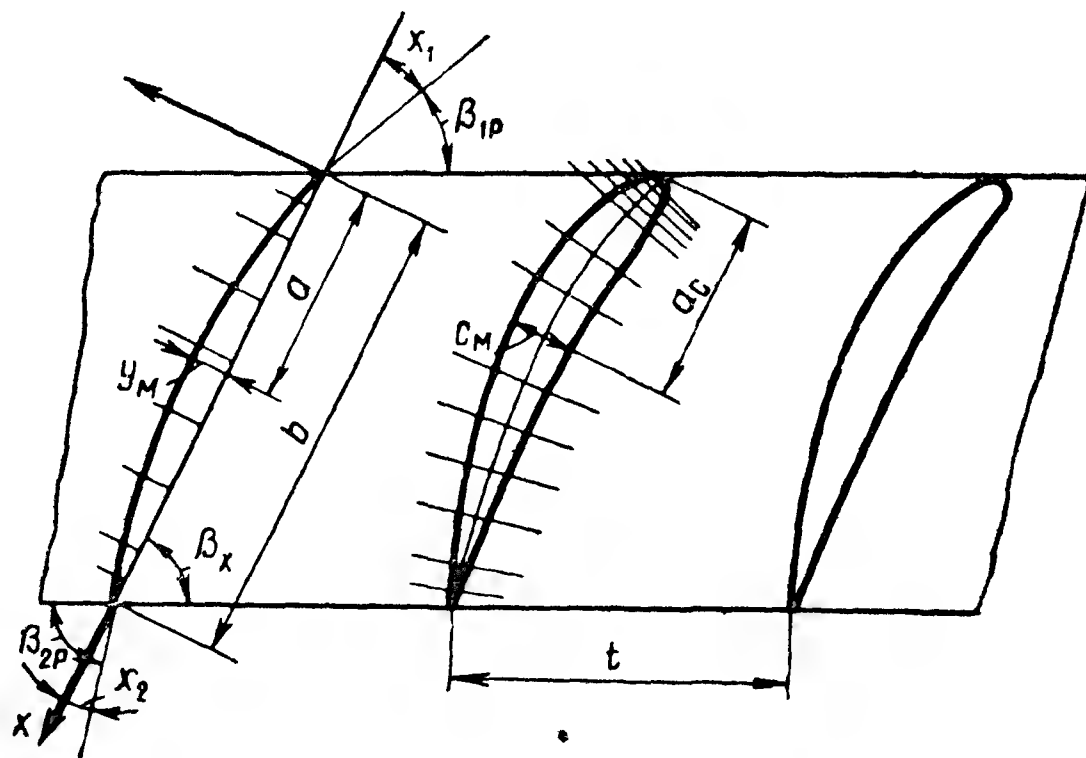


Рис. 4.7. Схема построения профилей

Поскольку профили выполняются весьма тонкими, то форма их в первую очередь определяется формой их *средней линии*, представляющей геометрическое место центров вписанных в профиль окружностей. Обычно средняя линия профилей выбирается в виде дуги окружности, параболы или близкой к параболе кривой, хотя эти кривые не обеспечивают оптимальной формы профилей.

Угол между касательными к средней линии профиля во входной и выходной кромках $\Delta\beta_p = \beta_{2p} - \beta_{1p}$ называют углом изгиба профилей (как и в радиальных решетках). Во избежание чрезмерного увеличения потерь угол изгиба профилей принимают не более $(40 \div 50)^\circ$, а выходной угол лопастей β_{2p} обычно не превышает 90° .

Одной из важных характеристик средней линии профилей является координата точки, где прогиб средней линии достигает наибольшей величины. На рис. 4.7 $\bar{a}$ — расстояние от этой точки до входной кромки; отношение $\bar{a} = a/b$ обычно изменяется в пределах: $\bar{a} = 0,4 \div 0,5$.

Сам профиль характеризуется радиусами скругления входной и выходной кромок $r_{вх}$ и $r_{вых}$, координатой сечения a_c , где толщина профиля максимальна, и максимальной толщиной s . Обычно

эти параметры, выраженные в относительных величинах, изменяются в пределах: $\bar{r}_{\text{вх}} = \frac{r_{\text{вх}}}{c} = 0,6 \div 0,12$; $\bar{r}_{\text{вых}} = r_{\text{вых}}/c = 0,05 \div 0,06$; $\bar{a}_c = a_c/l = 0,3 \div 0,5$; $\bar{c} = c/l = 0,03 \div 0,12$.

Выбор указанных безразмерных коэффициентов зависит от назначения машины.

С увеличением радиуса скругления входной кромки $r_{\text{вх}}$ уменьшается чувствительность профилей к влиянию угла атаки, но одновременно с этим увеличивается коэффициент кавитации $\lambda_k = (\omega_{\text{max}}/\omega_1)^2 - 1$. Поэтому в вентиляторах и компрессорах, на рабочих лопастях которых числа M невелики, предпочитают профили с большим отношением $\bar{r}_{\text{вх}}$. В насосах и компрессорах с околосвуковыми скоростями в лопаточных аппаратах ($M_1 = \omega_1/a_1 = 0,8 \div 0,9$) применяют «махостойкие» профили, характеризующиеся отношением $\bar{r}_{\text{вх}} \approx 0,06$. Уменьшение коэффициента кавитации, хотя и по различным физическим причинам, одинаково важно в насосах и компрессорах при околосвуковых скоростях. В насосах, как уже отмечалось, уменьшение λ_k приводит к отдалению режима кавитации. В компрессорах уменьшение λ_k означает снижение максимальной скорости на профиле, превышающей скорость звука, и, следовательно, уменьшение сверхзвуковых областей и интенсивности скачков уплотнения может привести к отрыву пограничного слоя от профиля и поэтому — к резкому возрастанию потерь.

Величина радиуса скругления выходной кромки $r_{\text{вых}}$ определяется требованиями прочности; с точки зрения потерь, желательно иметь возможно более тонкую выходную кромку.

От параметра $\bar{a}_c = a_c/b$ зависит распределение скоростей по обводам профилей. Увеличение $\bar{a}_c$ приводит к уменьшению λ_k , но и к менее благоприятному распределению скоростей на тыльной стороне профиля: с ростом $\bar{a}_c$ увеличивается градиент давления вблизи выходной кромки. Поэтому в вентиляторах и компрессорах с малыми числами M принимают $\bar{a}_c = 0,35 \div 0,4$; в насосах и компрессорах с околосвуковыми скоростями $\bar{a}_c = 0,4 \div 0,5$.

Величина относительной толщины профилей $\bar{c} = c/b$ также сказывается на величине коэффициента кавитации; более тонким профилем соответствует меньшее значение λ_k . Поэтому в верхних (периферийных) сечениях рабочих лопастей насосов и компрессоров с околосвуковыми скоростями принимают $\bar{c} = 0,03 \div 0,04$, увеличивая $\bar{c}$ к корневым сечениям в соответствии с требованиями прочности. В зависимости от высоты лопастей (относительного диаметра втулки $\nu = d_{\text{вт}}/d_{\text{в}}$) и окружных скоростей в корневых сечениях рабочих лопастей компрессоров принимают $\bar{c} = 0,08 \div 0,12$; в насосах могут быть приняты и меньшие значения $\bar{c}$.

Положение профилей в решетке характеризуется углом установки профиля (например, между хордой средней линии профиля и образующей решетки β_x) или углом β_{1p} и относительным шагом

$\bar{t}=t/b$. Поскольку углы изгиба профилей изменяются в весьма широких пределах — от $(5\div 10)^\circ$ до $(40\div 50)^\circ$, то и относительный шаг выбирают в широких пределах — от $\bar{t}=0,6\div 0,8$ до $\bar{t}=1,3\div 1,5$, причем большим углом изгиба соответствует меньший относительный шаг: увеличение числа профилей приводит к уменьшению нагрузки на каждый профиль и поэтому препятствует отрыву потока. Данные для выбора относительного шага приведены в § 4.6.

Построение профилей. В настоящее время возможно теоретическое определение параметров профилей и решетки, обеспечивающих требуемые параметры потока (треугольники скоростей) при минимальных потерях в решетках. Однако расчеты этим методом очень громоздки и не учитывают всех особенностей реального течения жидкости в лопастных аппаратах и поэтому нуждаются в экспериментальной проверке. Поэтому наряду с теоретическими методами расчета профилей используют простой инженерный метод построения профилей, широко применяемый в практике проектирования вентиляторов и компрессоров и хорошо зарекомендовавший себя при углах изгиба профилей не более $(40\div 50)^\circ$.

Сущность этого метода сводится к следующему. Вначале строится средняя линия профиля в виде плавной кривой с заданными углами β_{1p} и β_{2p} . Затем средняя линия «одевается» профилем, для чего выбирается исходный симметричный профиль (с той же длиной средней линии b') и деформируется так, чтобы его средняя линия совпала с построенной средней линией. При этом предполагается, что если исходный профиль обладает высокими аэродинамическими качествами, то решетка из таких изогнутых профилей также будет обладать высокими аэродинамическими качествами.

Среднюю линию профилей обычно строят в виде дуги окружности, параболы или близкой к параболе кривой. Если угол изгиба профилей невелик (например, не превышает 20°), то форма средней линии профилей не имеет большого значения (при заданном параметре $\bar{a}=a/b$), поскольку мало влияет на форму профилей. Опыты, проведенные в МЭИ, показывают, что при малых углах изгиба характеристики решеток профилей с различной формой средней линии, но близкими значениями $\bar{a}$ (в опытах $\bar{a}=0,4\div 0,45$) почти не отличаются, если средняя линия представляет плавную кривую.

Иначе обстоит дело при больших углах изгиба профилей. При углах $\Delta\beta_p$ порядка 40° влияние средней линии на форму профилей становится заметным, что сказывается на характеристиках решеток.

Расчеты показывают, что распределение скоростей по обводам профилей становится более благоприятным при такой форме средней линии, которой соответствует примерно линейный закон изменения кривизны, причем в выходной кромке кривизна должна быть близкой нулю. Последнее требование легко понять, если

рассмотреть течение вблизи выходной кромки бесконечно тонких лопастей. Поскольку при больших углах изгиба профилей угол отставания может достигать $(5 \div 8)^\circ$, то линия тока, сходящая с выходной кромки, должна иметь точку перегиба вблизи кромки, а в точке перегиба кривизна равна нулю. Поэтому и кривизна средней линии профиля вблизи выходной кромки также должна быть близкой нулю. Если это условие не выполняется, то вблизи выходной кромки на обводах профиля наблюдается резкая деформация кривых распределения скоростей, вызванная резким искривлением линии тока, сходящей с выходной кромки; на выпуклой стороне профиля увеличивается градиент давления.

Уравнение средней линии профилей, в значительной мере удовлетворяющее предъявленным требованиям, получается весьма простым, если принять линейный закон изменения второй производной $\frac{d^2y}{dx^2} = f(x)$, что практически эквивалентно линейному изменению кривизны, ибо величина первой производной в квадрате (dy/dx) мала по сравнению с единицей. Кроме того, примем, что в выходной кромке кривизна равна нулю. Выбирая систему координат $x - y$, как показано на рис. 4.7, запишем

$$\frac{d^2y}{dx^2} = c_1 \left(1 - \frac{x}{x_{\max}} \right),$$

где c_1 — постоянная; $x_{\max}$ — длина хорды.

Дважды интегрируя и исключая постоянные интегрирования с помощью очевидных условий:

$$\left(\frac{dy}{dx} \right)_{x=0} = \operatorname{tg} \chi_1; \quad (y)_{x=0} = 0; \quad (y)_{x=x_{\max}} = 0,$$

окончательно получаем уравнения средней линии в следующем виде:

$$y = x \operatorname{tg} \chi_1 (1 - 3\bar{x}/2 + \bar{x}^2/2), \quad (4.1)$$

причем $\bar{x} = x/x_{\max}$, а угол χ_1 образован касательной к средней линии профиля во входной кромке и хордой; аналогичный угол в выходной кромке — χ_2 (см. рис. 4.7).

Нетрудно также установить зависимость между углами χ_1 , χ_2 и $\Delta\beta_p$. С помощью (4.1) находим

$$\operatorname{tg} \chi_2 = \operatorname{tg} \chi_1 / 2.$$

Учитывая, что $\chi_1 + \chi_2 = \Delta\beta_p$, находим связь между углами χ_1 и $\Delta\beta_p$:

$$\operatorname{tg} \chi_1 = \sqrt{2 + (3 \operatorname{ctg} \Delta\beta_p / 2)^2} - 3 \operatorname{ctg} \Delta\beta_p / 2. \quad (4.2)$$

Угол β_x между хордой и образующей решетки:

$$\beta_x = \beta_{1p} + \chi_1.$$

Легко также убедиться, что средней линии, рассчитанной по (4.1), соответствует $\bar{a}=0,425$.

Проведенные в МЭИ сравнительные испытания решеток профилей с углом изгиба 40° и разной формой средней линии показали, что решетки профилей со средней линией, построенной по (4.1), имеют заметно более пологие характеристики, т. е. менее чувствительны к влиянию угла атаки, чем решетки со средней линией профилей в виде дуги окружности или параболы (с $\bar{a}=0,4$ и $\bar{a}=0,45$). Испытания проводились в диапазоне числа $M=0,5\div 0,8$. В качестве примера на рис. 4.8 сопоставляются ха-

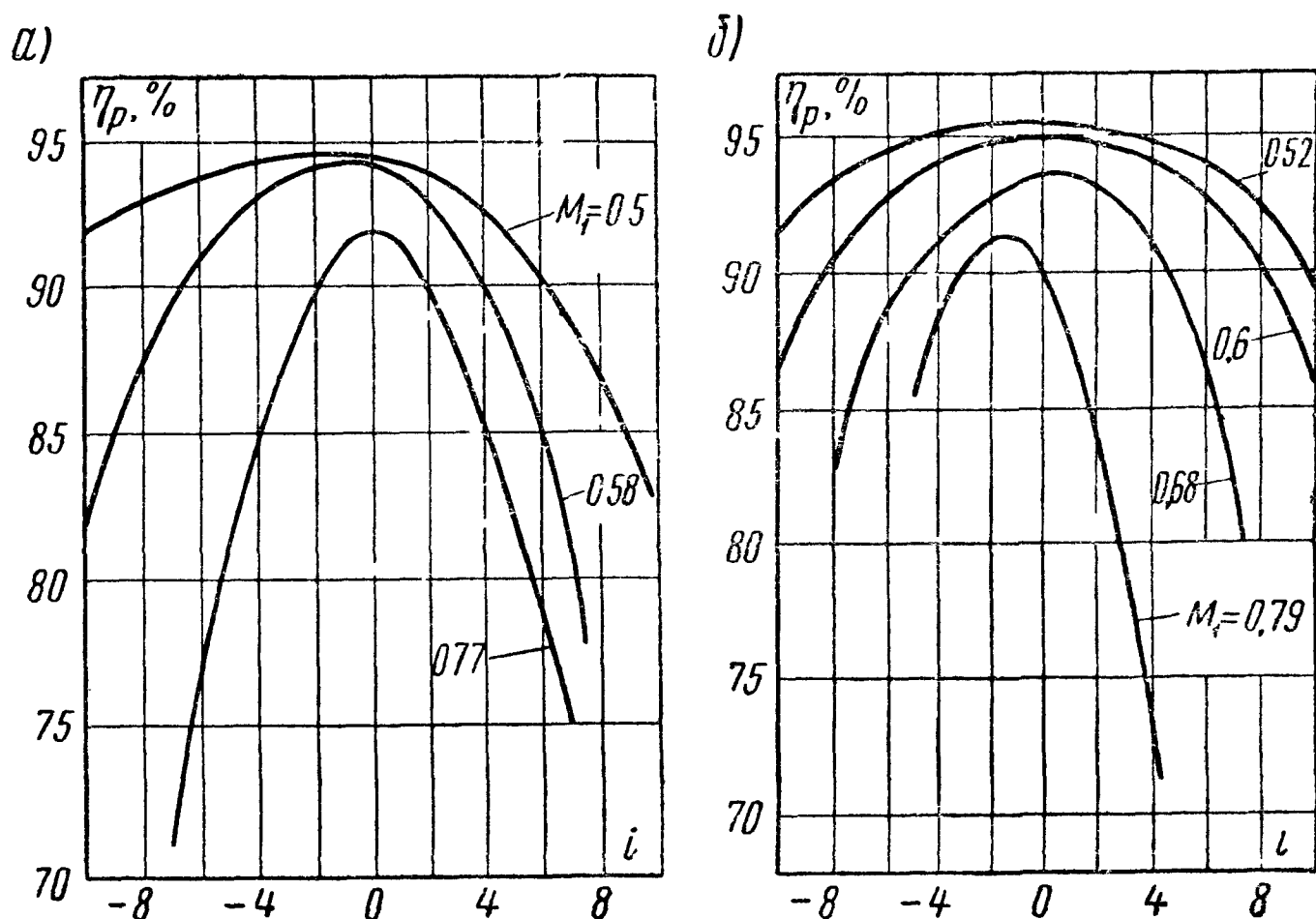


Рис. 4.8. Характеристики решеток при $\bar{t}=0,8$, $\Delta\beta_p=40^\circ$; $\beta_{1p}=45^\circ$; $\bar{c}=0,1$

рактеристики двух решеток, образованных профилями А-40; средняя линия первой решетки выполнена в виде дуги параболы с $\bar{a}=0,45$ (рис. 4.8, а), а второй — согласно (4.1), рис. 4.8, б. Под к. п. д. решетки подразумевается изоэнтропический к. п. д., определяемый как отношение изоэнтропической работы сжатия в решетке к изменению кинетической энергии; для несжимаемой жидкости

$$\eta_p = \frac{2(p_2 - p_1)}{\rho(w_1^2 - w_2^2)}.$$

Построение профиля. После построения средней линии профиля определяют ее длину b' и делят на 10 или 20 равных частей, причем отрезки вблизи входных и выходных кромок делят еще на несколько частей соответственно таблице координат исходных профилей. В полученных точках проводят перпендикуляры к касательным средней линии и вдоль них откладывают ор-

Координаты симметричных профилей С-4 и А-40

Профиль	$\overline{x}_n$	0	1	1,5	2,5	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100	$\overline{r}_{вх}$	$\overline{r}_{вых}$
С-4	$\overline{y}_n$	0	27,0	34,8	45,4	61,6	80,4	96,6	100,0	97,8	91,4	81,0	67,4	50,8	32,0	21,2	0,0	12	6
А-40	$\overline{y}_n$	0	22,8	28,6	37,0	51,0	70,5	91,0	98,54	100	97,16	88,84	75,66	57,00	34,44	20,06	0	5,5	5,5

Таблица 4.2

Координаты средней линии профиля (к примеру 4.1)

$\overline{x}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$x, мм$	0	7	14	21	28	35	42	49	56	63	70
$y, мм$	0	2,94	4,95	6,13	6,61	6,44	5,77	4,70	3,40	1,70	0

Таблица 4.3

Координаты профиля (к примеру 4.1)

$\overline{x}_n$	0	1	1,5	2,5	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
$x_n, мм$	0	0,174	1,071	1,785	3,57	7,14	14,28	2,142	28,56	35,7	4,284	4,998	57,12	64,260	67,83	71,4
$y_n, мм$	0	1,93	2,48	3,24	4,40	5,75	6,90	7,14	6,98	6,52	5,78	4,81	3,62	2,28	1,51	0

динаты профилей y_{π} . Для определения координат x_{π} (вдоль средней линии) и y_{π} (по нормали к средней линии) используют координаты исходных симметричных профилей, заданных в виде таблиц. Например, в табл. 4.1 приведены координаты двух профилей — С-4 и А-40. Профиль С-4 характеризуется безразмерными параметрами $\bar{a}_c=0,3$ и $\bar{c}=0,10$ и, следовательно, может быть использован при проектировании вентиляторов и компрессоров для чисел $M_1=0,5\div 0,6$. Профиль А-40 — типичный «махостойкий» профиль, у него $\bar{a}=0,4$ и $\bar{c}=0,06$; он пригоден для лопастей насосов и компрессоров с числами $M_1=0,8\div 0,85$.

В табл. 4.1 даны безразмерные координаты профилей, выраженные для удобства в процентах от максимальных величин:

$$\bar{x}_{\pi} = \frac{x_{\pi}}{b} 100\%; \quad \bar{y}_{\pi} = \frac{2y_{\pi}}{c} 100\%; \quad \bar{r}_{\text{вх}} = \frac{r_{\text{вх}}}{c} 100\%;$$

$$\bar{r}_{\text{вых}} = \frac{r_{\text{вых}}}{c} 100\%.$$

Переход от координат $\bar{x}_{\pi}$ и $\bar{y}_{\pi}$ к размерным координатам профиля с данной относительной толщиной $\bar{c}$ осуществляется с помощью очевидных формул:

$$x_{\pi} = \bar{x}b'/100; \quad y_{\pi} = \bar{y}_{\pi}\bar{c}b'/200.$$

Пример 4.1. Построить профиль корневого сечения рабочих лопастей осевого вентилятора по следующим данным: $\beta_{1p}=45^\circ$; $\beta_{2p}=85^\circ$; $b=70$ мм и $\bar{c}=0,1$.

Вначале строим среднюю линию профиля. Для этого воспользуемся (4.1), определив предварительно $\text{tg}\chi_1$ по (4.2). Поскольку $\Delta\beta_p = \beta_{2p} - \beta_{1p} = 40^\circ$, то $\text{tg}\chi_1 = 0,491$; $\chi_1 = 26^\circ 10'$.

Угол между хордой средней линии и образующей решетки

$$\beta_x = \beta_{1p} + \chi_1 = 71^\circ 10'.$$

Пренебрегая небольшим отличием в величине хорды средней линии b_x и хорды профиля $b_x \approx b = 70$ мм. Ширина решетки

$$B = b_x \sin \beta_x = 70 \sin 71^\circ 10' = 66,3 \text{ мм}.$$

Уравнение (4.1) после подстановки значения $\text{tg}\chi_1$ принимает вид

$$y = 34,4\bar{x}(1 - 3\bar{x}/2 + \bar{x}^2/2),$$

где $\bar{x} = x/x_{\text{max}} = xb_x$.

Значения y , вычисленные по последней формуле, приведены в табл. 4.2. По данным табл. 4.2 на рис. 4.7 построена средняя линия профиля.

Далее выбираем исходный профиль С-4 и, используя табл. 4.1 координат профилей, вычисляем координаты x_{π} и y_{π} :

$$x_{\pi} = \bar{x}_{\pi}b'/100 = 0,714\bar{x}_{\pi}; \quad y_{\pi} = \bar{y}_{\pi}\bar{c}b'/200 = 0,0357\bar{y}_{\pi},$$

где $\bar{c}=0,1$; длина средней линии профиля $b'=71,4$ мм найдена графически. Координаты профиля приведены в табл. 4.3.

По данным табл 42 и 43 на рис 47 построен профиль Радиусы скругления входной и выходной кромок вычислялись по формулам

$$r_{вх} = \bar{r}_{вх} c / 100 = r_{вх} \bar{c} b' / 100 = 12 \cdot 0,1 / 100 \cdot 71,4 = 0,857 \text{ мм};$$

$$r_{вых} = r_{вх} / 2 = 0,428 \text{ мм}.$$

§ 4.4. Теорема Жуковского о подъемной силе

В 1905 г. Н. Е. Жуковский сформулировал теорему о подъемной силе изолированного профиля, а в 1912 г. — для решетки профилей. Теорема Жуковского о подъемной силе профиля устанавливает зависимость между силой, действующей на профиль, и циркуляцией скорости вокруг профиля. Кроме того, эта теорема дает возможность выделить ту долю силы, которая вызвана гидравлическими потерями. Последнее обстоятельство чрезвычайно важно, поскольку дает возможность установить зависимость между силами и к. п. д. решетки.

Докажем теорему Жуковского для решетки профилей, обтекаемой вязкой несжимаемой жидкостью.

В § 1.1 были найдены окружная и осевая проекции силы, с которыми поток действует на профиль:

$$T = \rho t c_a (\omega_{1u} - \omega_{2u}); \quad A = t (p_2 - p_1). \quad (4.3)$$

Преобразуем эти уравнения, введя в них циркуляцию скорости вокруг профиля. Напомним, что циркуляцией скорости по замкнутому контуру s называют интеграл

$$\Gamma = \oint_s \omega \cos(\omega, s) ds.$$

Одно из важных свойств циркуляции заключается в том, что ее величина не зависит от формы контура, охватывающего профиль. Строго говоря, это условие справедливо только для течения идеальной (невязкой) жидкости, однако если контур выбрать так, чтобы он пересекал аэродинамический след за профилем нормально к следу, то свойство сохранения циркуляции остается справедливым и для реальной жидкости.

Пользуясь свободой выбора контура, возьмем контрольный контур в виде двух конгруэнтных линий тока и двух отрезков прямых, параллельных образующей решетки. Такой контур уже выбирался при определении сил, действующих на профиль (см. рис. 1.2). Учитывая, что принято обход контура производить против часовой стрелки, запишем

$$\Gamma = \Gamma_{ba} + \Gamma_{ad} + \Gamma_{dc} + \Gamma_{cb}.$$

Но $\Gamma_{ad} + \Gamma_{cb} = 0$, поскольку ad и cb — одна и та же линия тока, сдвинутая на шаг решетки. А так как $\Gamma_{ba} = t \omega_{1u}$ и $\Gamma_{dc} = -t \omega_{2u}$, то

$$\Gamma = t (\omega_{1u} - \omega_{2u}).$$

С учетом этого выражения для окружной проекции силы сразу получаем

$$T = \rho \Gamma w_a.$$

Для того чтобы аналогичным образом выразить осевую проекцию силы, воспользуемся уравнением Бернулли, записав его для сечений перед и за решеткой. Строго говоря, сечения ab и dc нужно брать на бесконечном удалении от решетки, чтобы параметры жидкости в этих сечениях не изменялись по шагу. Только в этом случае возможно использование уравнения Бернулли без введения коэффициента Кориолиса:

$$p_1 + \rho w_1^2/2 = p_2 + \rho w_2^2/2 + \Delta p,$$

где Δp — потери давления в решетке.

Из уравнения Бернулли находим

$$p_2 - p_1 = \rho (w_1^2 - w_2^2)/2 - \Delta p = \rho (w_{1u} - w_{2u}) w_u - \Delta p,$$

где $w_u = (w_{1u} + w_{2u})$.

С учетом последнего выражения осевая проекция силы

$$A = \rho \Gamma w_u - t \Delta p.$$

Очевидно, силу A удобно представить в виде разности двух сил

$$A = A_1 - \Delta A,$$

где

$$A_1 = \rho \Gamma w_u.$$

Сила A_1 непосредственно от потерь не зависит (как и сила T); влияние потерь может сказываться лишь косвенно, за счет изменения циркуляции скорости. Сила ΔA вызвана исключительно потерями. При отсутствии потерь $\Delta A = 0$.

Кроме общей результирующей силы

$$\vec{R} = \vec{A} + \vec{T},$$

введем результирующую сил A_1 и T :

$$\vec{Y}_\tau = \vec{A}_1 + \vec{T},$$

называемую *теоретической подъемной силой*, или силой Жуковского. Треугольники сил показаны на рис. 4.9.

Физический смысл теоретической подъемной силы очевиден: это сила, с которой поток действует на профиль при отсутствии потерь, но сохранении неизменной циркуляции скорости.

Нетрудно найти величину силы Y_τ :

$$Y_\tau = \rho \Gamma \sqrt{w_u^2 + w_a^2}.$$

Но выражение под корнем определяет квадрат модуля средней векторной скорости:

$$\vec{w} = (\vec{w}_1 + \vec{w}_2)/2,$$

$$w^2 = [(\omega_{1a} + \omega_{2a})/2]^2 + [(\omega_{1u} + \omega_{2u})/2]^2 = \omega_a^2 + \omega_u^2.$$

Следовательно,

$$Y_\tau = \rho \Gamma w. \quad (4.4)$$

Формула (4.4) выражает теорему Н. Е. Жуковского: теоретическая подъемная сила равна произведению плотности жидкости на циркуляцию скорости вокруг профиля и на среднюю векторную скорость. Легко также убедиться, что направление теоретической подъемной силы перпендикулярно средней векторной скорости $\vec{w}$.

Результирующую силу R удобно представить в виде суммы двух сил (см. рис. 4.9):

$$\vec{R} = \vec{Y} + \vec{X}.$$

Первая из этих сил Y совпадает по направлению с теоретической подъемной силой и на-

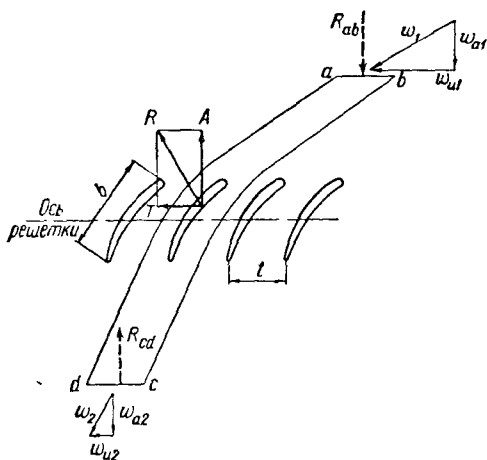


Рис. 4.9. К доказательству теоремы Жуковского

зывается *подъемной силой*. При отсутствии потерь, но при тех же треугольниках скоростей $Y = Y_\tau$.

Вторая сила X совпадает по направлению со средней векторной скоростью и называется *лобовым сопротивлением*. Эта сила зависит от потерь; при отсутствии потерь $X = 0$.

Отношение этих сил

$$K = Y/X,$$

характеризующее степень аэродинамического совершенства профилей, называют *качеством профиля*, а обратное отношение

$$\mu_K = 1/K = X/Y$$

называют *обратным качеством профиля*. При отсутствии потерь $\mu_K = 0$; с ростом потерь μ_K также увеличивается. Аэродинамически совершенные профили при расчетных углах атаки характеризуются обратным качеством $\mu_K = 0,02 \div 0,04$.

Коэффициенты подъемной силы и лобового сопротивления.
Из формулы Жуковского

$$Y_T = \rho \Gamma w = \rho b w^2 t (w_{1u} - w_{2u}) / w$$

следует, что теоретическая подъемная сила в случае геометрически подобных решеток и при условии сохранения подобия треугольников скоростей пропорциональна плотности жидкости, линейному размеру решетки (b или t) и квадрату средней векторной скорости. На основании этого можно утверждать, что безразмерный коэффициент

$$c_{yT} = \frac{Y_T}{\rho w^2 b / 2}, \quad (4.5)$$

называемый коэффициентом теоретической подъемной силы, одинаков для профилей геометрически подобных решеток, обтекаемых при одинаковых углах атаки.

Аналогичным образом вводят коэффициент подъемной силы c_y и коэффициент лобового сопротивления c_x :

$$c_y = \frac{Y}{\rho w^2 b / 2}; \quad c_x = \frac{X}{\rho w^2 b / 2}.$$

Коэффициенты c_x и c_y зависят, кроме формы профилей, от угла атаки, чисел Re и M . При малых M и достаточно больших Re ($Re = w_1 b / \nu > 3 \cdot 10^5$) коэффициенты c_x и c_y можно считать зависящими только от угла атаки. На расчетных углах атаки $c_x = 0,02 \div 0,03$; меньшие значения соответствуют большей хорде или, точнее говоря, меньшей относительной шероховатости профилей.

С уменьшением числа Re коэффициент лобового сопротивления довольно резко возрастает. Согласно опытным данным, в диапазоне $5 \cdot 10^4 < Re < 3 \cdot 10^5$ влияние числа Re на расчетных углах атаки может быть выражено зависимостью

$$\frac{c_x}{c_{x0}} = \left(\frac{Re_0}{Re} \right)^n \left(\frac{b_0}{b} \right)^m, \quad (4.6)$$

в которой $n = 0,3 \div 0,5$; ориентировочно $m \approx 0,2$. Второй множитель в (4.6) учитывает влияние хорды профиля. Увеличение хорды профиля даже при сохранении неизменным числа Re приводит к уменьшению c_x вследствие уменьшения относительной шероховатости.

С помощью приведенных выше формул нетрудно доказать, что

$$\begin{aligned} c_{yT} &= 2\bar{t} (w_{1u} - w_{2u}) / w = 2\bar{t} (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2) \sin \beta; \\ c_{yT} &= c_y (1 + \mu_k \operatorname{ctg} \beta); \quad c_y = 2\bar{t} \frac{\bar{w}_{1u} - \bar{w}_{2u}}{w (1 + \mu_k \operatorname{ctg} \beta)}. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Идея использования коэффициентов подъемной силы и лобового сопротивления для расчета решеток принадлежит Н. Е. Жуковскому, создавшему вихревую теорию пропеллеров и вентиляторов. Долгое время формула (4.7) давала единственную возможность оценить величину необходимого относительного шага (по принятому коэффициенту $c_{yt}=0,6\div 0,8$).

Из трех приведенных коэффициентов — c_{yt} , c_y и c_x — первые два можно найти теоретически (c_y — приближенно), а достоверное определение c_x , особенно при нерасчетных углах атаки, возможно только опытным путем.

§ 4.5. Коэффициент полезного действия решетки

Уже отмечалось, что важным показателем степени совершенства профилей является обратное качество профилей. Но оно не может однозначно определять эффективность решетки. Для оценки ее вводят понятие к. п. д. решетки. В случае течения несжимаемой жидкости под к. п. д. решетки подразумевают отношение повышения давления в решетке к теоретическому повышению давления, которое имело бы место при тех же скоростях до и после решетки, но при отсутствии потерь:

$$\frac{2(p_2 - p_1)}{\rho(w_1^2 - w_2^2)} = \frac{p_2 - p_1}{p_2 - p_1 + \Delta p} \quad (4.8)$$

Если к. п. д. решетки определяется по данным испытаний, то потери Δp удобно выразить через разность давлений торможения до и после решетки:

$$\Delta p = p_1^* - p_2^*; \quad \eta_p = \frac{p_2 - p_1}{p_1^* - p_1 - (p_2^* - p_2)} \quad (4.9)$$

Таким образом, для опытного определения к. п. д. решетки необходимо измерить статическое и полное давление перед и за решеткой. А так как давление торможения за решеткой p_2^* изменяется по шагу (особенно в области аэродинамического следа за профилями), то приходится измерять распределение давлений по шагу и вводить в расчет осредненное значение к. п. д. Подробнее этот вопрос рассмотрен в § 4.6.

Если к. п. д. решетки определяется расчетным путем, то его целесообразно выразить через обратное качество профилей μ_k . Для этого заменим в (4.8)

$$p_2 - p_1 = A/t; \quad \rho(w_1^2 - w_2^2)/2 = \rho w_u(w_{1u} - w_{2u}) = T \operatorname{ctg} \beta / t$$

и, кроме того, учтем, что, согласно рис. 4.9,

$$A = Y \cos \beta - X \sin \beta, \quad T = Y \sin \beta + X \cos \beta.$$

После преобразований получим известную формулу Л. Прандтля

$$\eta_p = \frac{1 - \mu_k \operatorname{tg} \beta}{1 + \mu_k \operatorname{ctg} \beta}. \quad (4.10)$$

Прежде чем переходить к анализу (4.10), необходимо сразу же оговориться, что такое определение к. п. д. решетки имеет смысл только для диффузорных решеток, в которых происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную. Для решеток, у которых $\rho_2 \approx \rho_1$ («активных»), применять понятие к. п. д. бессмысленно. В таких решетках угол $\beta \approx 90^\circ$, $\operatorname{tg} \beta \approx 1/\mu_k$.

Согласно (4.10), к. п. д. решетки, кроме обратного качества μ_k , зависит также от угла β между скоростью Жуковского и образующей решетки. Если предположить, что при изменении угла β обратное качество профилей не изменяется, то легко найти оптимальный угол β , при котором к. п. д. решетки максимален:

$$\beta_{\text{опт}} = 0,5 \operatorname{arccctg} \mu_k; \quad \beta_{\text{опт}} = 43 \div 44^\circ.$$

При этом

$$\eta_{\text{max}} \approx 1 - 2\mu_k.$$

Влияние угла β на к. п. д. решетки аэродинамически совершенных профилей, характеризующихся малыми значениями μ_k , сравнительно невелико. Например, при $\mu_k = 0,03$ изменение угла β от 22° до 65° вызывает снижение к. п. д. решетки, по сравнению с максимальной величиной, меньше чем на 2%.

Возможность изменения угла β в сравнительно широких пределах без заметного снижения к. п. д. существенным образом облегчает создание эффективных ступеней насосов, вентиляторов и компрессоров.

§ 4.6. Экспериментальные данные для расчета плоских решеток

Экспериментальное изучение течения в решетках осевых машин возможно в статических условиях, в то время как в рабочих колесах радиальных машин оно возможно только на вращающихся моделях. Эта особенность радиальных решеток вызвана влиянием кориолисовых сил: распределение скоростей на обводах профилей резко различается во вращающейся и неподвижной решетках.

Возможность изучения течения в неподвижных решетках позволила накопить обширный опытный материал, поскольку исследование неподвижных решеток гораздо проще, чем вращающихся.

Экспериментальное исследование плоских решеток (пакетов профилей) производится на специальных установках. Схема одной из них показана на рис. 4.10. Воздух, подаваемый вентилятором или компрессором в камеру 1, через патрубок 2, сопло

3 и сетку 4 поступает в рабочий канал прямоугольного сечения. На выходе из канала расположен пакет лопастей 5, закрепленный в поворотном секторе 6. Угол входа потока на лопасти изменяется при вращении сектора червячной передачей (на схеме не показана) вокруг центра, расположенного на оси канала. Возможный снос потока перед решеткой устраняется при помощи выдвижных стенок 7, а также путем поворота крайних лопастей пакета. Лопасти располагают так, чтобы выходные кромки их отстояли от выходного среза стенок поворотного сектора на расстоянии, примерно равном половине хорды профиля. Этим исключается перемешивание выходящего потока с окружающим воздухом в зоне измерений. По краям решетки крепятся поворотные стенки 8 для уменьшения влияния окружающего воздуха на течение

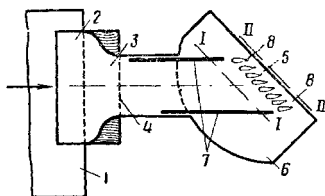


Рис. 4.10. Схема установки для испытания плоских решеток

в крайних межлопастных каналах. Угол установки стенок соответствует среднему направлению потока за решеткой.

Число лопастей в пакете выбирают достаточно большим (не менее 6—8), чтобы неизбежное искажение течения в крайних каналах не сказывалось на течении в средних каналах. Высота лопастей должна быть, по крайней мере, в два раза больше хорды профилей. Если это условие не выполняется, приходится принимать специальные меры по отсасыванию пограничного слоя с торцовых стенок, что существенно усложняет эксперимент.

В сечении I—I измеряют статическое давление (по торцовым стенкам) и контролируют равномерность поля скоростей перед решеткой. В сечении II—II измеряют статическое и полное давления, направление вектора скорости, а также распределение давлений по обводам средних профилей, позволяющее рассчитать распределение скоростей.

Поле скоростей и давлений перед решеткой, измеренное на расстоянии, равном (или большем) хорде профиля, близко к равномерному. Во всяком случае равномерность может быть обеспечена поворотом крайних лопастей пакета. Параметры воздуха

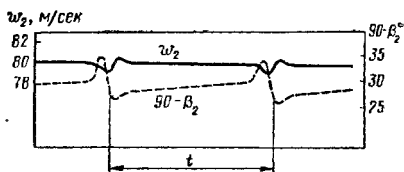


Рис. 4.11. Распределение по шагу параметров воздуха за решеткой

за решеткой, особенно полное давление, заметно изменяются по шагу (рис. 4.11). Резкое изменение скорости за решеткой w_2 и угла β_2 наблюдается в аэродинамических следах за выходными кромками лопаток. Характерно, что в ядре потока, т. е. вне аэродинамических следов, полное давление в среднем сечении практически постоянно, потери почти отсутствуют. Другими словами, течение в ядре потока близко к потенциальному. Основные потери концентрируются в аэродинамических следах, что видно по характерным провалам на эпюрах полного давления.

Поскольку к. п. д. изменяется по шагу, в расчет вводится средний к. п. д.

$$\eta_p = \frac{1}{G} \int_0^G \eta_{pi} dG, \quad (4.11)$$

где G — расход воздуха в среднем сечении лопасти, отнесенный к единице высоты лопасти; η_{pi} — текущее значение к. п. д.

В случае несжимаемой жидкости (4.11) упрощается:

$$\eta_p = \frac{1}{t w_{2a \text{ ср}}} \int_0^t \eta_{pi} w_{2ai} dt = \frac{1}{t w_{2a \text{ ср}}} \int_0^t \eta_{pi} w_{2i} \sin \beta_{2i} dt, \quad (4.12)$$

где w_{2ai} — текущее значение осевой проекции скорости за решеткой.

Обычно пренебрегают неравномерностью распределения скоростей по шагу и, совершая небольшую ошибку в сторону уменьшения к. п. д., определяют к. п. д. простым осреднением по шагу:

$$\eta_p \approx \frac{1}{t} \int_0^t \eta_p dt. \quad (4.13)$$

Разумеется, (4.13) можно пользоваться при определении к. п. д. только вдали от торцовых стенок, где поле скоростей близко к равномерному.

Подробные сведения об испытаниях решеток и вообще об аэродинамических исследованиях можно найти в [17].

Результаты испытаний компрессорных решеток удобно представить в виде сводных графиков [3]. На рис. 4.12 приведены зависимости для решетки с $\beta_{1p}=42,5^\circ$; $\beta_p=40^\circ$ $\bar{a}=0,5$; $\bar{t}=0,94$ от угла атаки трех характерных величин: угла отклонения потока $\Delta\beta=\beta_2-\beta_1$, коэффициента подъемной силы профиля c_y и коэффициента лобового сопротивления c_x для решетки профилей при малых числах M . Как следует из рис. 4.12, угол отклонения потока $\Delta\beta$ увеличивается с ростом угла атаки, достигая при некотором i максимальной величины $\Delta\beta_{\max}$. Дальнейшее увеличение угла атаки приводит к уменьшению угла $\Delta\beta$ вследствие значи-

тельного отрыва потока от профиля и соответственно увеличения угла отставания потока σ . В области практически безотрывного течения кривая $\Delta\beta = t(i)$ близка к теоретической прямой $\Delta\beta_T = t_T(i)$, соответствующей постоянному углу отставания потока (штриховая линия). Поскольку

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = \beta_{2p} - \sigma - (\beta_{1p} - i) = \Delta\beta_p - \sigma + i,$$

то при $\sigma = \text{const}$ $\Delta\beta_T = \Delta\beta_0 + i$, причем $\Delta\beta_0$ — отклонение потока при угле атаки $i = 0$. При больших углах атаки точка отрыва быстро приближается к входной кромке, и поэтому угол отставания потока σ растет быстрее, чем угол атаки; в итоге угол поворота потока $\Delta\beta$ уменьшается.

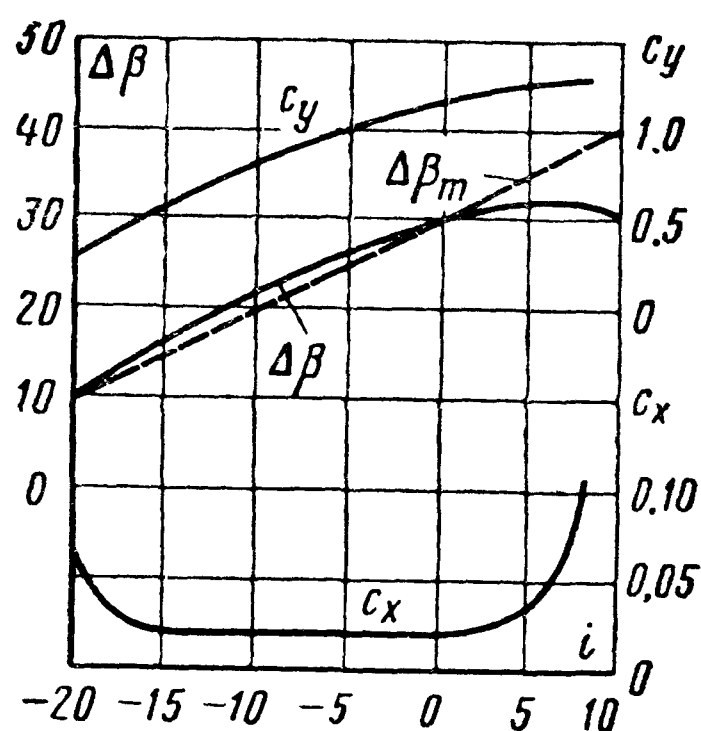


Рис. 4.12. Результаты испытания решетки при малых скоростях

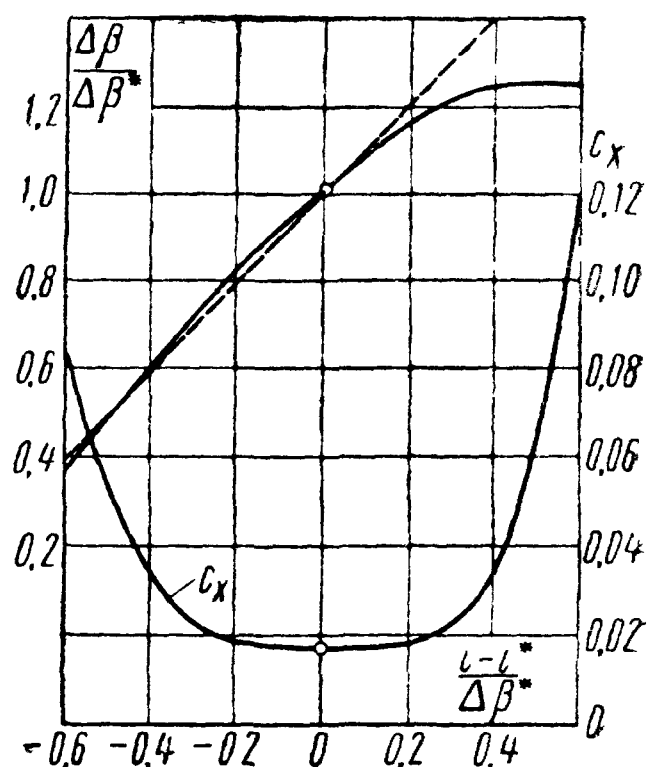


Рис. 4.13. Универсальная характеристика решеток компрессорных профилей при малых числах M

Коэффициент лобового сопротивления c_x остается практически неизменным ($c_x \approx 0,02$) в широком диапазоне углов атаки. Резкое возрастание c_x при больших положительных и отрицательных углах атаки вызвано отрывом потока соответственно с тыльной и лицевой сторон профилей.

Изменения коэффициента подъемной силы c_y в основном следуют за изменениями угла поворота потока.

Обобщенные опытные зависимости. Многочисленные испытания решеток позволили А. Р. Хоуэллу установить некоторые количественные зависимости, которые используются для расчета вентиляторов и компрессоров [3].

Во-первых, характеристики различных решеток (аналогичные рис. 4.12), полученные при малых числах M , практически в относительных величинах совпадают. Такая универсальная характеристика решеток профилей С-4 с относительной толщиной $\bar{c} = 0,1$ представлена на рис. 4.13. По горизонтальной оси отложен

параметр $(i - i^*)/\Delta\beta^*$, а по вертикальной — отношение $\Delta\beta/\Delta\beta^*$ и коэффициент c_x . Звездочкой отмечены так называемые *номинальные параметры потока*. В качестве номинального отклонения потока $\Delta\beta^*$ условно принято отклонение, составляющее 80% от максимального для данной решетки: $\Delta\beta^* = 0,8\Delta\beta_{\max}$.

Угол атаки i^* , который соответствует номинальному отклонению потока, также называют *номинальным углом атаки*. Обычно $i^* = (-5 \div +5)^\circ$, меньшие значения характерны для решеток с большим углом изгиба профилей и большим относительным шагом.

Штриховая линия на рис. 4.13 соответствует теоретической характеристике при условии $\sigma = \text{const}$.

Следует отметить, что номинальные параметры потока не обеспечивают максимального к. п. д. решетки. Действительно, согласно рис. 4.13, увеличение параметра $(i - i^*)/\Delta\beta^*$ от 0 до 0,2, почти не вызывая возрастания коэффициента лобового сопротивления, приводит к заметному увеличению угла поворота потока и, следовательно, коэффициента подъемной силы. Другими словами, максимальный к. п. д. решетки достигается при $i > i^*$; ориентировочно на режиме максимального к. п. д. $(i - i^*)/\Delta\beta^* \approx 0,2$.

Во-вторых, зависимость между номинальными параметрами потока и относительным шагом решетки (рис. 4.14) выражается приближенной формулой Хуэлла

$$\bar{t} = 1,03/(\text{ctg } \beta_1^* - \text{ctg } \beta_2^*) - 2/3. \quad (4.14)$$

В-третьих, угол отставания потока при номинальном отклонении определяется эмпирической формулой

$$\sigma^* = m\Delta\beta_p \sqrt{\bar{t}}, \quad (4.15)$$

где $m = 0,23(2a/b)^2 + (90 - \beta_2^*/500)$ — коэффициент, зависящий от формы средней линии профиля и угла выхода потока.

Формула (4.15) хорошо подтверждается опытами и пригодна при малых числах M в ограниченной области: $\Delta\beta_p = (10 \div 40)^\circ$; $\beta_2 = (40 \div 100)^\circ$; $\bar{t} = 0,5 \div 1,5$.

Кроме того, она пригодна при условии, что средняя линия профиля близка по форме к параболе или дуге окружности.

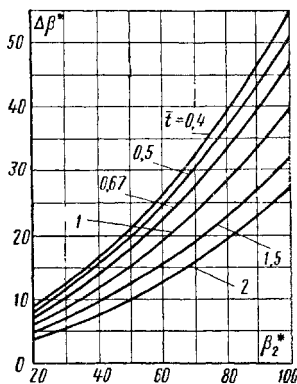


Рис. 4.14. Зависимость между номинальными параметрами потока и относительным шагом решетки

В решетках профилей со средней линией, кривизна которой равна нулю в выходной кромке, угол отставания потока несколько меньше. При углах изгиба профилей $\Delta\beta_p = 40^\circ$ разница в расчетной и опытной величинах σ^* достигает $(1 \div 1,5)^\circ$, изменяясь пропорционально углу $\Delta\beta_p$.

Приведенные зависимости позволяют решить две важные задачи, связанные с расчетом осевых машин: 1) определить угол выхода потока из решетки заданных геометрических параметров при произвольном угле атаки i ; 2) найти параметры решетки, обеспечивающие заданные треугольники скоростей при высоком к. п. д. решетки. Первая задача решается при поворочном расчете машины, а вторая — при ее проектировании.

В поворочном расчете для определения угла выхода потока необходимо вначале найти угол β_2^* . Используя (4.15) и зависимость $\beta_2^* = \beta_{2p} - \sigma^*$, легко установить зависимость между номинальным углом выхода потока из решетки β_2^* и геометрией решетки:

$$\beta_2^* = \frac{\beta_{2p} - [0,23(2\bar{a})^2 + 0,18] \Delta\beta_p \sqrt{\bar{t}}}{1 - \Delta\beta_p \sqrt{\bar{t}}}. \quad (4.16)$$

Зная β_2^* и $\bar{t}$, по рис. 4.14 легко найти номинальный угол поворота потока $\Delta\beta^*$. Далее следует воспользоваться рис. 4.13, подчитав угол i^* и параметр $(i - i^*)/\Delta\beta^*$, причем

$$i^* = \beta_{1p} - \beta_1^* = \beta_{1p} + \beta_2^* - \Delta\beta^*.$$

Найдя по рис. 4.13 отношение $\Delta\beta/\Delta\beta^*$, подсчитываем $\Delta\beta$ и β_2 :

$$\Delta\beta = (\Delta\beta/\Delta\beta^*) \Delta\beta^*; \quad \beta_2 = \beta_1 + \Delta\beta.$$

При проектировании машины, заданы углы потока β_1 и β_2 . Чтобы найти относительный шаг, надо назначить отношение $\Delta\beta/\Delta\beta^*$ и найти $\Delta\beta^*$. Целесообразно принимать $\Delta\beta/\Delta\beta^* = 1,1 \div 1,15$.

Рекомендуемые значения не обеспечивают максимальный к. п. д. решетки, однако дают небольшой аэродинамический «запас прочности», так как небольшая ошибка в сторону уменьшения, по сравнению с опытной величиной, расчетного угла атаки не приведет к резкому падению к. п. д. вследствие отрыва потока.

Назначив отношение $\Delta\beta/\Delta\beta^*$, легко подсчитать $\Delta\beta^*$:

$$\Delta\beta^* = \Delta\beta/(\Delta\beta/\Delta\beta^*)$$

и, принимая $\beta_2^* = \beta_2$, с помощью рис. 4.14 найти $\bar{t}$.

Теперь можно найти необходимый угол изгиба профилей. Аналогично тому, как было получено (4.16), легко получить

$$\Delta\beta_p^* = (\Delta\beta^* - i^*)/(1 - m\sqrt{\bar{t}}), \quad (4.17)$$

в которой выбирают $i^* = (-2 \div +2)^\circ$; меньшие цифры соответствуют большим углам поворота потока и большим углам атаки.

Если кривизна средней линии профилей в выходной кромке равна нулю, то действительное значение β_2^* большое найденного по (4.16), а действительный угол изгиба профилей $\Delta\beta_p$ должен быть меньше найденного по (4.17). Как уже указывалось, разница в углах около $1,5^\circ$ при углах изгиба 40° может приниматься изменяющейся пропорционально углу изгиба.

Пример 4.2. Определить направление потока на выходе из решетки профилей, кривизна средней линии которых в выходной кромке равна нулю, если $\beta_{1p} = 35^\circ$; $\beta_{2p} = 65^\circ$; $a = 0,42$; $\bar{t} = 0,8$; $i = 8^\circ$.

Вначале находим номинальный угол выхода потока β_{p2}^* для профилей с обычной формой средней линии. Согласно (4.16),

$$\beta_2^* = \frac{65 - [0,23(0,84)^2 + 0,18] \cdot 30 \sqrt{0,8}}{1 - 30 \sqrt{0,8/500}} = 59^\circ.$$

Действительное значение угла β_2^{**} :

$$\beta_2^{**} = 1,5(\Delta\beta_p/40)\beta_2^* = 59 + 1,5 \cdot 30/40 = 60^\circ.$$

По относительному шагу $\bar{t} = 0,8$, углу $\beta_2^{**} = 60^\circ$ и рис. 4.14

находим $\Delta\beta^* = 22^\circ$. Тогда

$$\beta_1^* = \beta_2^{**} - \Delta\beta^* = 60 - 22 = 38^\circ; i^* = \beta_{1p} - \beta_1^* = 35 - 38 = -3^\circ;$$

$$(i - i^*)/\Delta\beta^* = (8 + 3)/22 = 0,5$$

По найденному значению параметра $(i - i^*)/\Delta\beta^*$ и рис. 4.13 определяем $\Delta\beta/\Delta\beta^* = 1,24$. Следовательно, $\Delta\beta = 1,24 \cdot 22 \approx 27^\circ$; $\beta_2 = \beta_{1p} + \Delta\beta i = 35 + 27 - 8 = 56^\circ$; $\sigma = 9^\circ$.

Пример 4.3. Определить параметры решетки, обеспечивающей углы потока $\beta_1 = 40^\circ$ и $\beta_2 = 75^\circ$.

Среднюю линию профилей выберем в виде кривой с нулевой кривизной в выходной кромке, соответственно этому примем $a = 0,42$. Учитывая большой угол поворота потока, назовем номинальный угол атаки $i^* = -1^\circ$. Кроме того, примем отношение $\Delta\beta/\Delta\beta^* = 1,15$. Тогда $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 75 - 40 = 35^\circ$; $\Delta\beta^* = \Delta\beta/(\Delta\beta/\Delta\beta^*) = 35/1,15 = 30^\circ$.

Принимая $\beta_2^* \approx \beta_2$, по рис. 4.14 находим $\bar{t} = 0,75$.

Вычисляем

$$m = 0,23(2\bar{a})^2 + (90 - \beta_2^*)/500 = 0,23(0,84)^2 + (90 - 75)/500 = 0,166$$

и по (4.17) находим $\Delta\beta_p$:

$$\Delta\beta_p = (30 + 1)/(1 - 0,166 \sqrt{0,75}) = 36^\circ.$$

Действительный угол изгиба для выбранной формы средней линии:

$$\Delta\beta_p' = \Delta\beta_p - 1,5\Delta\beta_p/40 \approx 34,7^\circ.$$

Выбранное отношение $\Delta\beta/\Delta\beta^*=1,15$ определяет и угол атаки. Действительно, поскольку, согласно рис 4.13, отношению $\Delta\beta/\Delta\beta^*=1,15$ соответствует $(i-i^*)/\Delta\beta^*\approx 0,17$, то $i=i^*+\Delta\beta[(i-i^*)/\Delta\beta^*]=-1+30\cdot 0,17=4^\circ$.
Углы лопастей

$$\beta_{1p} = \beta_1 + i = 40 + 4 = 44^\circ; \quad \beta_{2p} = \beta_{1p} + \Delta\beta'_p = 88,7^\circ.$$

§ 4.7. Рабочее колесо осевого насоса и вентилятора

Устройство рабочего колеса. На рис. 4.15 представлена фотография рабочего колеса. Втулка колеса литая, в передней части заканчивается обтекателем и имеет отверстия, в которых болтами крепятся рабочие лопасти. Число их в осевом насосе невелико, обычно $z_p=2\div 6$, что позволяет увеличить высоту всасывания, поскольку лопасти оказываются широкими (с большой хордой b) и можно уменьшить их относительную толщину.

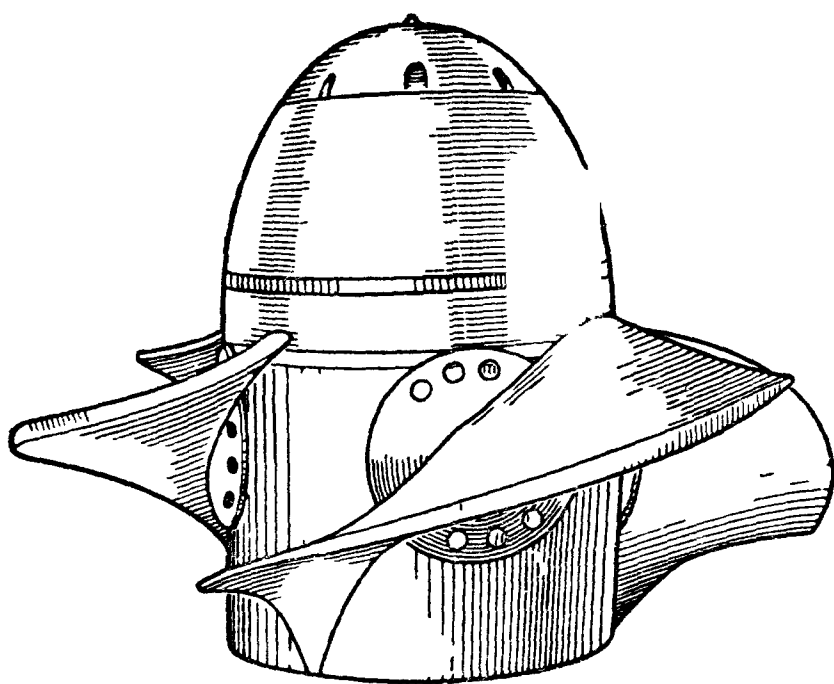


Рис 4.15 Рабочее колесо осевого насоса 75 ПрВ-60

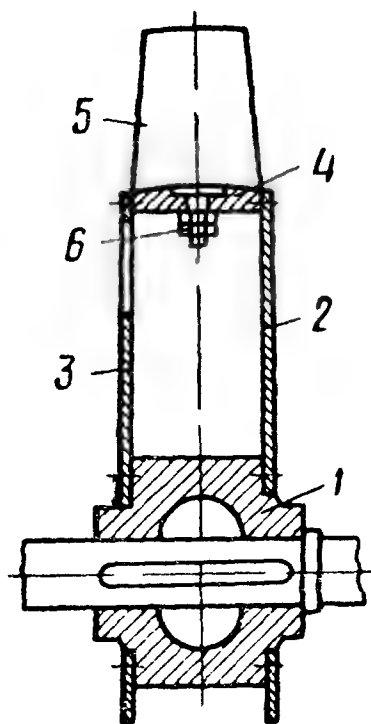


Рис 4.16 Рабочее колесо осевого вентилятора

Важной характеристикой рабочего колеса служит втулочное отношение $\nu = d_{\text{вт}}/d_{\text{в}}$; у насосов обычно $\nu = 0,4\div 0,6$. Далее будет показано, что увеличение ν приводит к возрастанию коэффициента напора.

Рабочее колесо осевого вентилятора отличается главным образом конструкцией. На рис. 4.16 показано рабочее колесо конструкции ЦАГИ. К литой стальной ступице 1 шпильками или сваркой крепятся диски 2 и 3 (из листовой стали), а к дискам — обечайка 4 с радиальными отверстиями для крепления рабочих лопастей 5. Конструкция предусматривает возможность установки лопастей под любым углом; крепятся лопасти с помощью гаек 6.

Относительный диаметр втулки вентиляторов для увеличения их напорности принимают до $\nu = 0,8$.

Рабочие лопасти непрофилированные из листовой стали или профилированные. В крупных установках их часто выполняют литыми. Число рабочих лопастей вентиляторов, как правило, в

несколько раз больше числа лопастей насосов. Отчасти это объясняется применением профилей с большими углами изгиба и, следовательно, с меньшим относительным шагом решетки. Кроме того, лопасти вентиляторов для сокращения осевых размеров машин обычно выполняют с небольшой хордой. Стремление к компактности приводит к тому, что величина хорды профиля часто, особенно для компрессоров, принимается меньше оптимальной (по наибольшему к. п. д.).

Передний обтекатель изготавливается заодно с рабочим колесом только в низконапорных вентиляторах с малым относительным диаметром втулки; обычно обтекатель неподвижный.

К. п. д. рабочего колеса в значительной степени зависит от зазора δ между рабочими лопастями и корпусом. Чем меньше зазор, тем меньше потери, связанные с перетеканием жидкости через зазор. Допустимый зазор для корпуса вентилятора из сварной обечайки $\delta \approx \approx 0,002 d_v$; при обработке внутренней поверхности корпуса $\delta \approx 0,001 d_v$. Желательно, чтобы радиальный зазор не превышал $(1 \div 2) \%$ высоты рабочих лопастей.

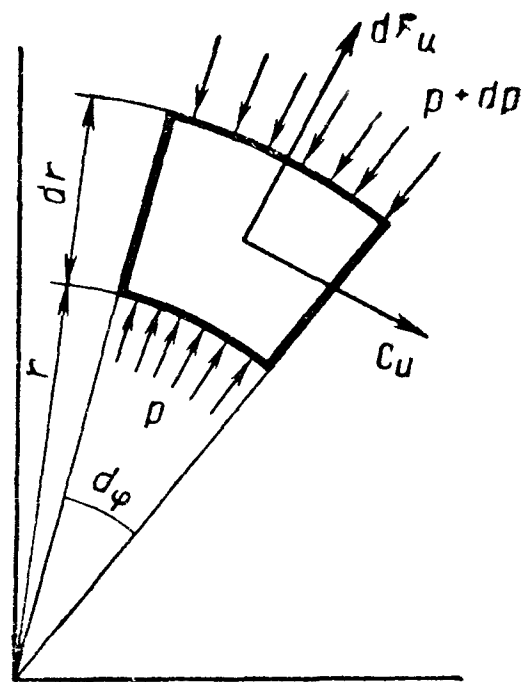


Рис 4 17 Силы, действующие на элементарную частицу жидкости

Распределение параметров потока по высоте лопастей. Течение в ступени осевой машины носит резко выраженный пространственный характер, т. е. скорости и давления существенно изменяются по высоте лопастей. Очевидно, распределение параметров потока, а также сообщаемой жидкости энергии по высоте лопастей зависит от формы рабочих лопастей. В неблагоприятном случае вследствие неравномерного подвода энергии будут резко искажаться линии тока, а следовательно, и поля осевых скоростей. Потери в таких случаях возрастают.

Первым обратил внимание на необходимость согласования формы сечений и угла установки лопастей проф. Н. Е. Жуковский, создавший вихревую теорию гребных винтов и вентиляторов. Построенный в 1915 г. по теории Жуковского вентилятор имел почти вдвое больший к. п. д., чем к. п. д. вентиляторов того времени.

Очевидно, наиболее целесообразными являются такие рабочие и направляющие лопасти, при которых нет радиальных перетеканий жидкости и соответственно осевая скорость по высоте лопастей постоянна. В этом случае поток наиболее упорядоченный, а потери — наименьшие.

Определим условия, обеспечивающие выполнение указанных требований (радиальное перетекание жидкости отсутствует). Для

упрощения принимаем, что жидкость идеальная и несжимаемая. Для решения задачи выделим элементарный объем dv , отстоящий от оси вращения на расстоянии r , и определим условия, при которых этот объем не движется в радиальном направлении (рис. 4.17).

На выделенный объем действует центробежная сила

$$dF_{\kappa} = \rho r d\varphi dr dl c_u^2 / r,$$

где dl — размер в направлении, перпендикулярном плоскости, чертежа, т. е. в осевом; уравнивающая ее разность давлений в радиальном направлении:

$$dF_p = -r d\varphi dr dl \frac{\partial p}{\partial r}.$$

Согласно условию отсутствия радиального движения, сумма проекций всех действующих на элемент сил должна равняться нулю:

$$dF_{\kappa} + dF_p = 0.$$

Подставляя в это равенство найденные выражения для сил, получим условие отсутствия радиального движения в форме

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}. \quad (4.18)$$

Исключим давление, воспользовавшись видоизмененным уравнением Эйлера в форме (2.17), записав его для сечения перед рабочими лопастями и произвольного сечения (параметры без индексов):

$$H_{\text{т.ст}} = (u^2 - u_1^2)/2 + (\omega_1^2 - \omega^2)/2.$$

Поскольку

$H_{\text{т.ст}} = P_{\text{т.ст}}/\rho$ и $u_1 = \text{const}$, так как $r = r_1 = \text{const}$, то

$$P_{\text{т.ст}} = P - P_1 = \rho (\omega_1^2 - \omega^2)/2.$$

Полагая давление P_1 и осевую скорость c_a постоянными по высоте лопастей и учитывая, что согласно треугольникам скоростей,

$$\omega^2 = c_a^2 + (u - c_u)^2; \quad \omega_1^2 = c_a^2 + (u - c_{1u})^2; \quad c_{1u} = 0,$$

после подстановки и дифференцирования находим

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \left[u\omega - (u - c_u) \left(\omega - \frac{\partial c_u}{\partial r} \right) \right].$$

Подставляя найденное выражение в (4.18), получаем дифференциальное уравнение

$$\frac{u - c_u}{r} = - \frac{u - c_u}{c_u} \cdot \frac{\partial c_u}{\partial r},$$

имеющее два решения:

$$1) c_u = u; \quad 2) \frac{\partial}{\partial r}(rc_u) = 0.$$

Первое решение означает, что поток вращается по закону твердого тела, и в рассматриваемом случае интереса не представляет.

Второе решение означает, что в любом сечении вдоль радиуса выполняется условие

$$rc_u = \text{const}, \quad (4.19)$$

называемое законом постоянной циркуляции, поскольку этому закону, как легко убедиться, используя понятие циркуляции скорости вокруг профиля (см. § 4.4), соответствует постоянная циркуляция скорости по высоте лопастей.

Итак, если во всех сечениях выполняется условие постоянства циркуляции (4.19), то осевая скорость постоянна по высоте лопастей, а поверхностями тока являются цилиндрические поверхности (ось цилиндров совпадает с осью вращения).

Закон постоянной циркуляции был открыт Н. Е. Жуковским и применен к расчету пропеллеров и вентиляторов (винты «Н. Е. Ж.»). Теперь этот закон широко применяется при проектировании осевых машин. Из этого закона следует, что теоретический напор должен быть постоянным по высоте лопастей, ибо $rc_u = \text{const}$ и $rc_{2u} = \text{const}$.

Влияние вязкости вносит лишь небольшие поправки к закону постоянной циркуляции; значительные отклонения имеют место лишь вблизи корневых и концевых сечений лопастей.

От закона постоянной циркуляции иногда отступают лишь при больших относительных диаметрах втулки $v \approx 0,8$ для упрощения изготовления лопастей, которые в этом случае выполняют цилиндрическими (постоянного профиля, незакрученными). Но это заметно снижает к. п. д. вентилятора даже при $v = 0,8$.

Максимальное давление, развиваемое вентилятором. Осевые насосы обычно выполняют низконапорными, что связано с необходимостью обеспечить допустимую высоту всасывания. Вентиляторы, в отличие от насосов, стараются делать высоконапорными (с большими коэффициентами напора $\bar{H}$), чтобы избежать больших окружных скоростей. Поэтому важно определить условия, обеспечивающие наибольший напор при заданной окружной скорости, т. е. при которых коэффициент напора максимален.

При решении задачи примем условие постоянства циркуляции. В этом случае наиболее нагруженным является корневое сечение рабочих и спрямляющих лопастей, ибо в корневом сечении данный напор H достигается при наименьшей величине окружной скорости: профили лопастей в корневом сечении оказываются наиболее изогнутыми. Таким образом, максимальный напор лимитируется сечением у втулки, поэтому его можно найти из условия достижения предельных параметров у втулки.

В качестве предельных параметров решетки, при которых к. п. д. ступени сохраняется достаточно высоким, ориентировочно можно принять следующие:

а) максимальный угол выхода потока из рабочих лопастей $\beta_2^{\max} = 90^\circ$;

б) максимальный угол изгиба профилей рабочих и спрямляющих лопастей $\Delta\beta_r^{\max} = (45 \div 50)^\circ$; $\Delta\alpha_n^{\max} = (45 \div 50)^\circ$;

в) минимальный относительный шаг решетки $t_{\min} = 0,5 \div 0,6$.

По мере совершенствования решеток профилей значения предельных параметров будут изменяться.

Элементарный анализ показывает, что наибольшее влияние из отмеченных ограничений оказывает ограничение по относительному шагу. Чтобы учесть его, запишем уравнение Эйлера в виде

$$P = \gamma_h \rho u (c_{2u} - c_{1u}),$$

применив его к корневому сечению рабочих лопастей и заменив

$$c_{2u} = u - c_a \operatorname{ctg} \beta_2; \quad c_{1u} = u = c_a \operatorname{ctg} \beta_1.$$

Тогда

$$P = \gamma_h \rho u_{\text{вт}} c_a (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2).$$

Далее примем, что углы β_1 и β_2 у втулки близки к номинальным; воспользуемся (4.14), найдя из нее разность котангенсов; назовем $\bar{t}_{\min} = \bar{t}^* = 0,6$. Окончательно получим следующее выражение для определения максимального давления ступени осевого вентилятора:

$$P_{\max} = 0,8 \gamma_h \rho u_{\text{вт}} c_a, \quad (4.20)$$

или в безразмерном виде

$$\bar{P}_{\max} = P_{\max} / (\rho u_v^2) = 0,8 \gamma_h \varphi, \quad (4.21)$$

где $v = d_{\text{вт}}/d_v$ — относительный диаметр втулки; $\varphi = c_a/u_v$ — коэффициент подачи.

Коэффициент подачи однозначно определяет треугольники скоростей; равенство коэффициентов подачи геометрически подобных машин означает подобие треугольников скоростей в них (если пренебречь сравнительно небольшим влиянием вязкости).

У выполненных машин на расчетном режиме работы $\varphi = 0,3 \div 0,6$, причем меньшие значения φ принимаются при меньших v .

Формула (4.21) указывает пути увеличения высоконапорности осевых вентиляторов (компрессоров): коэффициент напора растет с увеличением относительного диаметра втулки и коэффициента подачи. Вместе с тем, как показано ниже, увеличение φ и v приводит к снижению к. п. д. ступени вследствие возрастания потерь в диффузоре, расположенном за спрямляющим

аппаратом. Поэтому чрезмерное увеличение φ и ν в одноступенчатой (и даже двухступенчатой) машине оказывается нецелесообразным.

Влияние конечной высоты лопастей и радиального зазора на параметры работы насоса (вентилятора). По (4.10) можно определить к. п. д. решетки в сечениях лопастей при условии, что известно обратное качество профиля μ_k или коэффициент лобового сопротивления c_x (напомним, что коэффициент подъемной силы приближенно можно найти расчетным путем). Коэффициент c_x в средних сечениях рабочих и направляющих лопастей находят по статическим продувкам плоских пакетов. Однако при приближении к корневому и концевому сечениям c_x резко возрастает, что вызывает снижение к. п. д.

Сложный пространственный характер течения в рабочих колесах и спрямляющих аппаратах не позволяет установить зависимость между геометрическими размерами лопастей и величиной коэффициентов c_x и c_y . Поэтому (4.10) обычно пользуются только для оценки профильных потерь, без учета влияния конечной высоты лопастей, хотя принципиально эта формула позволяет учесть все потери.

Рассмотрим более подробно вторичные (концевые) потери, т. е. все потери, связанные с конечной высотой лопастей и наличием зазора между лопастями и корпусом. Торцовые стенки, ограничивающие лопасти (внутренняя поверхность корпуса и поверхность барабана или диска), оказывают двоякое воздействие на течение жидкости в ступени.

Во-первых, трение жидкости о стенки вызывает искажение поля скоростей: вблизи стенки скорости уменьшаются (до нуля на самой стенке). Трение о стенки является источником дополнительных гидравлических потерь, но они составляют сравнительно небольшую долю концевых потерь. Путем тщательного проектирования проточной части насоса и соответствующей обработки поверхностей можно уменьшить потери на трение о торцовые стенки.

Во-вторых, разность давлений между лицевой стороной профиля и тыльной стороной соседнего профиля вызывает движение жидкости вблизи стенки от лицевой стороны к тыльной стороне соседнего профиля. Это вторичное течение происходит вблизи торцовых стенок, где скорости малы, и поэтому градиент давления не может быть уравновешен действием центробежных сил, возникающих при повороте потока в межлопастных каналах. В результате такого вторичного течения вблизи торцовых стенок образуются вихревые движения (рис. 4.18). Направления движения этих парных вихрей противоположны.

Поскольку на образование парных вихрей расходуется часть энергии потока, то к. п. д. решетки снижается. Кроме того, потери могут дополнительно увеличиваться за счет отрыва пограничного слоя с тыльной стороны лопастей, поскольку вторичные

течения вызывают набухание пограничного слоя на этой стороне.

Опыты показывают, что при отношениях $l/t > 1,5$ парные вихри не смываются, и поэтому величину вторичных потерь, вызванных парными вихрями и трением о торцовые стенки, можно считать не зависящей от высоты лопастей. На основании этого можно принять, что относительная величина концевых потерь обратно пропорциональна высоте лопастей, и определять к. п. д. ступени (совокупности рабочих и спрямляющих лопастей) по формуле Г. Флюгеля:

$$\eta_l = \eta_\infty (1 - k_l/l), \quad (4.22)$$

где η_∞ — к. п. д. ступени с учетом только профильных потерь (конечная высота лопастей не учитывается); η_l — к. п. д. при конечной высоте лопастей, но без учета влияния зазора; k_l — опытный коэффициент.

Величина опытного коэффициента k_l зависит от относительного шага решетки, угла изгиба профилей и угла атаки. На расчетном режиме работы ориентировочно можно принимать $k_l \approx 1$ мм.

Следует отметить, что (4.22) не корректна, ибо противоречит теории подобия: опытный коэффициент k_l в этой формуле — размерная величина. Однако попытку «усовершенствовать» формулу Флюгеля введением в нее вместо высоты лопастей l относительной

величины l/b нельзя признать удачной. Действительно, если вместо (4.22) записать

$$\eta_l = \eta_\infty (1 - k'_l b/l), \quad (4.23)$$

то коэффициент k'_l следует рассматривать как величину, зависящую от хорды профиля (числа Re), иначе (4.23) будет противоречить опытам: при высотах лопастей $l > 40$ мм к. п. д. η_l , согласно опытам, зависит главным образом от высоты лопасти и в очень слабой степени — от хорды.

Наличие *радиального зазора* между рабочими лопастями и корпусом приводит к перетеканию жидкости через зазор от лицевой стороны профиля к тыльной (см. рис. 4.18). Оно также вызывает образование вихревого движения, однако направление вращения вихря в зазоре противоположно направлению вращения смежного парного вихря. Между этими двумя вихревыми движениями существует сложное взаимодействие. Действитель-

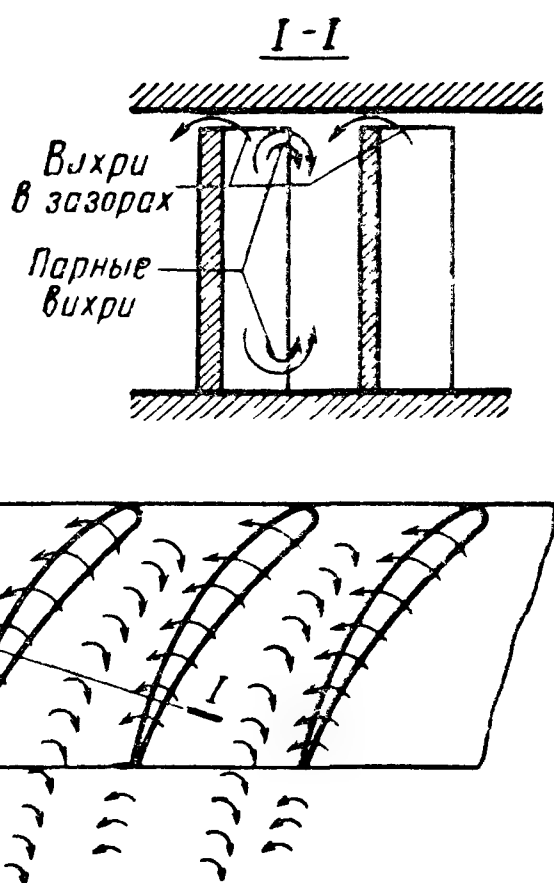


Рис 4.18. Парные вихри и вихри в зазорах

но, увеличение зазора приводит к возрастанию интенсивности вихря в зазоре, однако при этом уменьшается разность давлений между смежными поверхностями соседних профилей, что приводит к снижению интенсивности соседнего парного вихря. Опыты показывают, что к. п. д. ступени при возрастании зазора до 1% от высоты лопастей остается практически неизменным. Это означает, что суммарная интенсивность вихря в зазоре и смежного парного вихря остается примерно постоянной.

На основании опытов можно считать, что, начиная с относительного зазора $\bar{\delta} = \delta/l = 0,01$, потери в зазорах пропорциональны величине зазора и от высоты лопастей не зависят. Поэтому можно принять следующее выражение для к. п. д. ступени с учетом влияния зазора:

$$\eta_{\delta} = \eta_l [1 - k_{\delta} (\delta/l - 0,01)], \quad (4.24)$$

справедливое при $\bar{\delta} > 0,01$. Если $\bar{\delta} < 0,01$, то $\eta_{\delta} = \eta_l$. Опытный коэффициент k_{δ} зависит от тех же факторов, что и k_l . На расчетном режиме работы, согласно опытам ЦКТИ [18], k можно определять по формуле

$$k_{\delta} \approx 3 \sqrt{\theta},$$

где θ — степень реактивности ступени, выражающей тот очевидный факт, что увеличение степени реактивности вызывает возрастание нагрузки на рабочие лопасти (при сохранении неизменным напора). Разность давлений по обе стороны лопастей растет, а это приводит к увеличению концевых потерь.

Объединяя (4.23) и (4.24) и отбрасывая малые второго порядка, получаем формулу, учитывающую влияние всех концевых потерь:

$$\eta_{\delta,l} = \eta_{\infty} [1 - (k_l + k_{\delta}\delta)/l + 0,01k_{\delta}], \quad (4.25)$$

которая, как и (4.24), применима при $\delta \geq 0,01$.

Одновременно со снижением к. п. д. снижается развиваемый напор, но в большей степени, чем к. п. д., поскольку вторичные потери вызывают увеличение среднего по высоте лопастей угла отставания потока. Другими словами, вторичные течения приводят к уменьшению теоретического напора. Опыт показывает, что уменьшение напора наблюдается и при очень малых зазорах. Дело в том, что увеличение зазора всегда приводит к уменьшению разности давлений по обе стороны лопасти и, следовательно, к увеличению угла отставания потока.

Ориентировочно оценить снижение напора при конечной высоте лопастей можно с помощью формулы, аналогичной (4.25):

$$H_{\delta,l} = H_{\infty} [1 - (k'_l + k'_{\delta}\delta)/l], \quad (4.26)$$

где $k_l \approx 1,5$ мм; $k'_{\delta} \approx 1,5 k_{\delta}$.

§ 4.8. Неподвижные элементы осевого насоса и вентилятора

Направляющий аппарат с симметричными профилями лопастей применяется в вентиляторах (см. рис. 4.5, *г*). Направляющие лопасти поворотные, с механизмом одновременного поворота всех лопастей. На расчетном режиме они устанавливаются в нейтральном положении ($\alpha_1 = 90^\circ$). Уменьшение подачи достигается поворотом лопастей, при котором они закручивают поток в сторону вращения ротора. При этом напор снижается за счет увеличения окружной проекции скорости c_{1u} и вследствие возрастания потерь. Поворот лопастей в сторону, противоположную вращению ротора, осуществляют на небольшой угол, поскольку это не приводит к заметному увеличению напора. При углах поворота лопастей свыше $(15 \div 20)^\circ$ происходит столь резкое увеличение гидравлических потерь, что напор может даже снижаться.

Направляющий аппарат, закручивающий поток в сторону, противоположную вращению, применяется в вентиляторах (см. рис. 4.5, *в*). Лопасти могут быть неподвижными, однако целесообразно выполнять их поворотными для регулирования производительности.

Ввиду конфузорности межлопаточных каналов направляющего аппарата отрыв потока в нем происходит при существенно больших углах поворота лопастей, чем в случае симметричных профилей. Поэтому такой направляющий аппарат пригоден для регулирования подачи в широком диапазоне. Более того, если направляющий аппарат поворачивать в сторону, противоположную вращению ротора, можно увеличивать напор без существенного снижения к. п. д., по сравнению с расчетной величиной.

Лопасти направляющего аппарата профилируются так же, как лопасти рабочего колеса. Разница лишь в том, что угол отставания потока в направляющем аппарате меньше, чем в обычной диффузорной решетке, вследствие меньшей толщины пограничного слоя.

Ориентировочно угол выхода потока из направляющего аппарата можно определять по формуле, применяемой в турбостроении (рис. 4.19):

$$\sin \alpha_1 \approx \Delta/t,$$

где Δ — ширина горла (минимальное расстояние между профилями).

Коэффициент полезного действия направляющих лопастей определяется как отношение изменения кинетической энергии в решетке к изменению потенциальной энергии:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{\rho (c_1^2 - c_0^2)}{2 (p_0 - p_1)}. \quad (4.27)$$

Аналогично тому, как раньше было получено (4.10), находим

$$\eta_n = (1 - \mu_k \operatorname{ctg} \alpha) / (1 + \mu_k \operatorname{tg} \alpha), \quad (4.28)$$

где $\mu = c_{xn}/c_{yn}$ — обратное качество профилей направляющих лопастей.

Можно принимать коэффициент лобового сопротивления профилей направляющих лопастей $c_x = 0,012 \div 0,015$ при расчетных углах атаки $i = (+5 \div -5)^\circ$.

Коэффициент подъемной силы и угол α определяются выражениями:

$$c_{yn} = 2\bar{t}_n \cdot (c_{1n} - c_{0n}) / c,$$

где $c_{0n} \approx 0$; $\bar{c} = (\vec{c}_1 + \vec{c}_0) / 2$; $\operatorname{tg} \alpha = 2c_a / (c_{0n} + c_{1n})$. Найдя по (4.28) к. п. д. направляющих лопастей, нетрудно определить давление p_1 перед рабочим колесом. Согласно (4.27)

$$p_1 = p_0 - (1/\eta_n) \rho (c_1^2 - c_0^2) / 2.$$

Лопастей *спрямляющего аппарата* вентиляторов и насосов, как правило, выполняются неподвижными, хотя более экономичное регулирование производительности достигается при поворотных лопастях. Расчет лопастей спрямляющего аппарата производится также, как и расчет рабочего колеса.

Коллектор на входе в насос или вентилятор предназначен для плавного с малыми потерями увеличения скорости до c_a . Важно, чтобы коллектор обеспечил по возможности равномерное поле скоростей перед лопастными аппаратами машины, ибо осевые машины весьма чувствительны даже к незначительному перекосу скоростей. На рис. 4.20, а показан коллектор с плавными обводами и малым коэффициентом потерь. Наружная граница обвода выполнена по лемнискате или в виде дуги окружности, радиус которой $r_{вх}$ должен быть достаточно большим ($r_{вх} \geq 0,2 d_v$). Внутренняя граница (обтекатель) имеет форму полусферы или полуэллипсоида. Предпочтительнее вытянутый полуэллипсоид, большая ось которого $2A \geq 1,5 d_{вт}$, поскольку он обеспечивает достаточно равномерное поле скоростей.

На рис. 4.20, б показан упрощенный коллектор, наружная стенка которого выполнена в виде двух усеченных конусов. Опыты МЭИ показали, что такой коллектор также обеспечивает

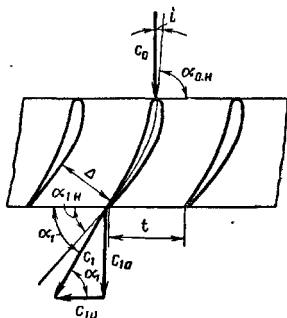


Рис. 4.19. Входные направляющие лопасти

весьма равномерное поле осевых скоростей c_a при малых потерях.

На рис. 4.20, в обтекатель изготовлен заодно с рабочим колесом. Такая схема применяется преимущественно в насосах, реже — в вентиляторах. Применение ее целесообразно только в машинах с малым относительным диаметром втулки, при большом γ длина обтекателя чрезмерно увеличивается. В машинах с большим γ обтекатель стремятся укоротить, что приводит к неравномерному полю скоростей перед рабочим колесом.

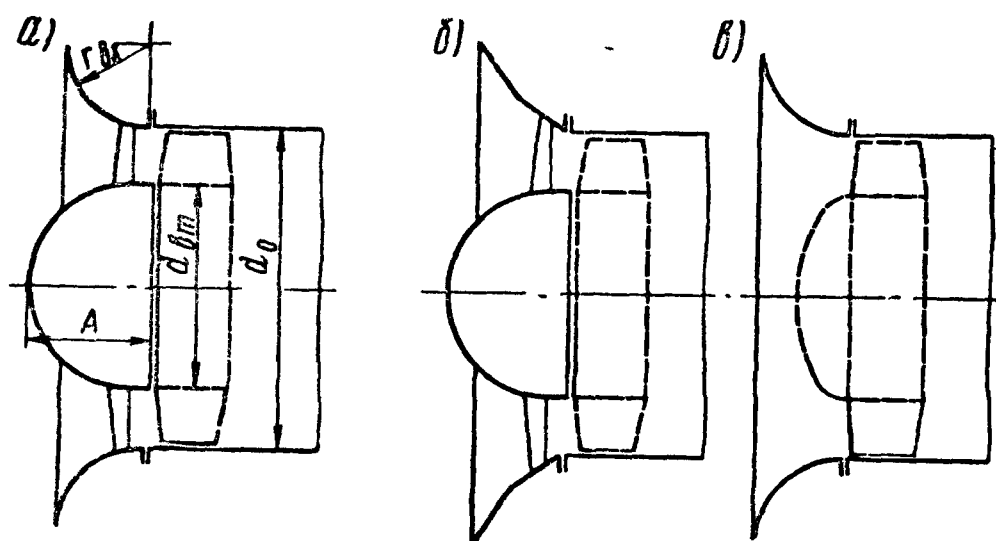


Рис. 4.20. Коллекторы осевых машин

Потери в коллекторах оцениваются по формуле

$$\Delta p_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \rho c^2 / 2.$$

Коэффициент потерь ζ при правильном выполнении коллектора невелик: $\zeta_{\text{вх}} = 0,04 \div 0,06$.

В диффузоре происходит частичное преобразование кинетической энергии в потенциальную. Для наиболее эффективного преобразования энергии необходимо правильно выбрать основные размеры диффузора и обеспечить возможно более равномерное поле скоростей на входе в диффузор.

Между спрямляющим аппаратом и диффузором для выравнивания поля скоростей (особенно на нерасчетных режимах работы) целесообразно иметь небольшой цилиндрический участок. Длину цилиндрического участка ориентировочно можно принимать равной половине хорды лопастей. Переход от цилиндрического участка к диффузору должен быть достаточно плавным. В насосах это условие легко выполнить, не усложняя изготовление корпуса и обтекателя. В вентиляторах для упрощения изготовления применяют сварную конструкцию корпуса (чаще цилиндрического) и обтекателя (конического). В результате в местах соединения получается излом, вызывающий резкое ускорение при подходе к месту излома, а затем столь же резкое замедление потока. В итоге гидравлические потери в диффузоре возрастают. Путем обработки корпуса и обтекателя на токарном станке легко сгладить место излома и тем повысить эффективность диффузора.

По-видимому, на входе в диффузор целесообразно иметь несколько закрученный поток. Такое течение более устойчиво и поэтому препятствует отрыву пограничного слоя. Так, согласно опытам МЭИ, переход от $\alpha_3 = 90^\circ$ к $\alpha_3 = 80^\circ$ привел к возрастанию к. п. д. вентилятора с относительным диаметром втулки $v = 0,8$ примерно на 1%.

Согласно опытам МЭИ, оптимальное отношение площадей в диффузоре $f_4/f_3 \approx 2$. Поэтому диффузоры вентиляторов с большим относительным диаметром втулки выполняют ступенчатыми, со-

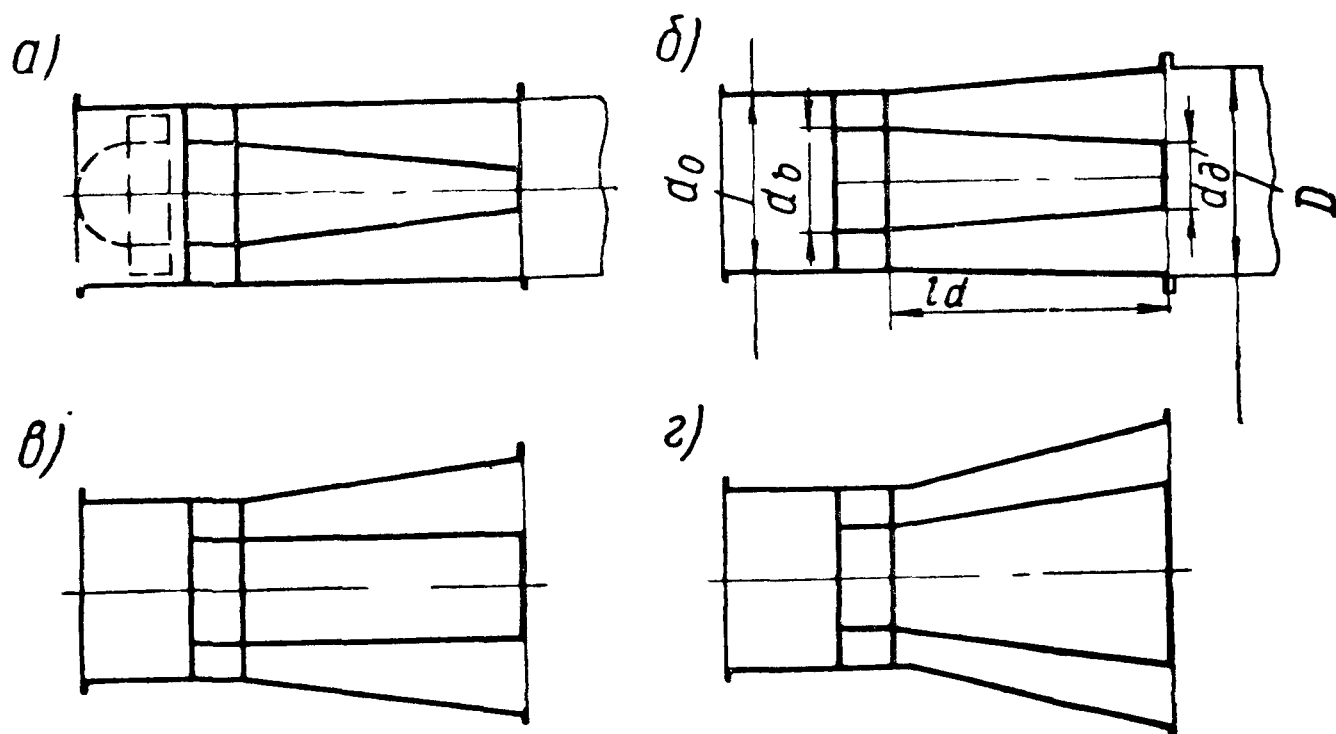


Рис. 4.21. Диффузоры осевых машин

храняя $f_4/f_3 = 2 \div 2,5$. Иногда применяют и меньшее отношение площадей даже при больших v для сокращения осевой длины вентилятора, однако такое решение не вызвано острой необходимостью.

В машинах с $v < 0,71$ и цилиндрическим корпусом отношение площадей f_4/f_3 оказывается меньше оптимального, ибо в этом случае

$$\bar{f}_d = f_4/f_3 = 1/(1 - v^2).$$

Длину диффузора l_d (рис. 4.21) выбирают так, чтобы угол раскрытия эквивалентного конического диффузора $\alpha_d = (8 \div 12)^\circ$:

$$l_d = \frac{d_{4э} - d_{3э}}{2 \operatorname{tg} (\alpha_d/2)}.$$

Эквивалентные диаметры определяются из условия равенства площадей действительного и эквивалентного конического диффузоров:

$$d_{4э}^2 = D^2 - d_d^2; \quad d_{3э}^2 = d_v^2 - d_{вт}^2.$$

Следовательно,

$$\frac{l_d}{d_b} = \frac{\sqrt{1-\nu^2}(\sqrt{f_d}-1)}{2 \operatorname{tg}(\alpha_d/2)}. \quad (4.29)$$

В частном случае, если $f_d=2$ и $\alpha_d=9^\circ$, то $l_d/d_b=1,85$ при $\nu=0,71$ (диффузор с полным расширением) и $l_d/d_b=1,57$ при $\nu=0,8$ (ступенчатый диффузор).

Схемы диффузоров показаны на рис. 4.21. Первая схема (рис. 4.21, а) применяется в насосах и вентиляторах, диаметр которых d_0 равен диаметру напорного трубопровода D . Симметричный диффузор (рис. 4.21, б) обеспечивает максимальную эффективность, но изготовление машины усложняется. В случаях когда $D > d_0$, применяются схемы диффузоров, изображенных на рис. 4.21, в, г.

Потери в диффузоре с полным расширением можно оценивать, используя понятие к. п. д. диффузора:

$$\eta_d = \frac{2(p_4 - p_3)}{\rho(c_3^2 - c_4^2)}; \quad (4.30)$$

$$\Delta p_d = p_3^* - p_4^* = (1 - \eta_d) \rho(c_3^2 - c_4^2)/2, \quad (4.31)$$

где $c_3 \approx c_a$.

Согласно поверочным расчетам вентиляторов, $\eta_d = 0,7 \div 0,85$.

Если диффузор ступенчатый, то необходимо дополнительно учесть потери, вызванные внезапным расширением. Подразумевая под η_d к. п. д. основной части диффузора (собственно диффузора), получаем

$$\Delta p_d' = (1 - \eta_d) \rho(c_3^2 - c_4^2)/2 + \rho(c_4 - c_5)^2/2. \quad (4.32)$$

§ 4.9. Расчет осевого насоса и вентилятора

Первым шагом при расчете осевой машины является выбор числа ступеней насоса (вентилятора) Z_c . Дать четкие рекомендации относительно выбора числа ступеней в самом общем случае не представляется возможным. Здесь необходимо учитывать следующие обстоятельства. Переход от одноступенчатой машины к двухступенчатой удорожает машину, но одновременно с этим приводит к увеличению ее к. п. д. за счёт уменьшения доли потерь во входном коллекторе и особенно в диффузоре. Выигрыш в к. п. д. оказывается тем больше, чем больше относительный диаметр втулки, ибо при этом больше доля потерь в диффузоре. Из этого следует, что высоконапорные машины, характеризующиеся большим относительным диаметром втулки, целесообразно выполнять двухступенчатыми.

Необходимая окружная скорость u_b в двухступенчатой машине примерно в 1,4 раза меньше, чем в одноступенчатой. Это оз-

начает, что двухступенчатые насосы имеют большую допустимую высоту всасывания (или меньший необходимый подпор), чем одноступенчатые.

Меньшие окружные скорости в двухступенчатых машинах позволяют упрощать крепления рабочих лопастей, что необходимо учитывать при сравнительной оценке стоимости машин.

Двухступенчатая машина при прочих равных условиях более тихходна (необходимое число оборотов меньше примерно в 1,7 раза) и имеет несколько больший диаметр (примерно на 20%). Эти выводы легко сделать с помощью приводимых ниже формул.

В некоторых случаях целесообразно применять многоступенчатые осевые насосы или вентиляторы, хотя большого распространения такие машины не получили.

Выбор относительного диаметра втулки. Уже отмечалось, что в насосах относительный диаметр втулки принимается в пределах $v=0,4 \div 0,6$, иногда до 0,7, а в вентиляторах обычно $v \leq 0,8$. С увеличением v уменьшаются необходимая окружная скорость u_v и высота лопастей, что вместе с возрастанием доли потерь в диффузоре приводит к заметному уменьшению к. п. д. машины.

Дадим количественную оценку влиянию относительного диаметра втулки на величину u_v и к. п. д. для вентилятора столь больших размеров, что можно пренебречь снижением к. п. д. ступени вследствие уменьшения высоты лопастей. Согласно (4.21), с учетом возможности выполнения вентилятора с Z_c ступенями

$$\bar{P}_{\max} = 0,8 Z_c \eta_h \varphi.$$

Заменим в этой формуле

$$\varphi = c_a / u_v = (c_a / u_{vt}) \cdot (u_{vt} / u_v) = k_\varphi v,$$

тогда

$$\bar{P}_{\max} = 0,8 Z_c \eta_h k_\varphi v^2. \quad (4.33)$$

Коэффициент $k_\varphi = c_a / u_{vt}$ назначается при проектировании машины, обычно $k_\varphi = 0,6 \div 1$.

Теперь оценим величину гидравлического к. п. д. вентилятора:

$$\eta_h = (P_T - \Delta P_{vx} - \Delta P_l - \Delta P_{\text{л}}) / P_T,$$

где p_T — теоретическое давление; при максимальной нагрузке ступеней

$$P_T = 0,8 Z_c v^2 k_\varphi \rho u_v^2.$$

Потери во входном коллекторе

$$\Delta P_{vx} = \zeta_{vx} \rho c_a^2 / 2 = \zeta_{vx} k_\varphi^2 v^2 \rho u_v^2 / 2.$$

Суммарные потери в лопастных аппаратах ΔP_i можно оценить с помощью внутреннего к. п. д. η_i :

$$\eta_i = (P_t - \Delta P_i) / P_t; \quad \Delta P_i = (1 - \eta_i) P_t.$$

Машины больших размеров характеризуются внутренним к. п. д. $\eta_i = 0,85 \div 0,90$. Заметим, что в ступенях компрессоров рабочие и направляющие лопасти выполняются с большой точностью (фрезерованием), что позволяет повысить внутренний к. п. д. ступеней до $0,93 \div 0,95$.

Потери в диффузоре определяются по (4.31) или (4.32). Здесь мы будем различать два характерных случая: 1) $v \leq 0,71$; 2) $v > 0,71$. В первом случае $c_4/c_3 = 1 - v^2$. Во втором случае примем постоянное отношение $c_4/c_3 = 0,5$, приблизительно соответствующее оптимальному отношению площадей диффузора, и учтем, что обычно справедливо соотношение $c_4 = c_a(1 - v^2)$. Итак,

$$\frac{\Delta P_d}{\rho u_B^2} = (1 - \eta_d) \frac{k_\varphi^2 v^2}{2} [1 - (1 - v^2)^2] - \text{для } v \leq 0,71;$$

$$\frac{\Delta P_d}{\rho u_B^2} = 0,375 (1 - \eta_d) k_\varphi^2 v^2 + \frac{k_\varphi^2 v^2}{2} \left[\frac{1}{4} - (1 - v^2)^2 \right] - \text{для } v > 0,71.$$

После преобразования исходного выражения для гидравлического к. п. д. получаем:

$$\eta_h = \eta_i - 0,625 \frac{k_\varphi}{Z_c} \{ \xi_{вх} + (1 - \eta_d) [1 - (1 - v^2)^2] \} - \text{для } v \leq 0,71;$$

$$\eta_h = \eta_i - 0,625 \frac{k_\varphi}{Z_c} \left[\xi_{вх} + \frac{3}{4} (1 - \eta_d) + \frac{1}{4} - (1 - v^2)^2 \right] - \text{для } v > 0,71.$$

Следует отметить, что коэффициент k_φ весьма сложно влияет на величину гидравлического к. п. д. Согласно последним формулам, уменьшение k_φ приводит к увеличению к. п. д. (вследствие уменьшения доли потерь во входном коллекторе и диффузоре). Кроме того, при малых размерах машин от величины k_φ зависит также внутренний к. п. д.

По полученным формулам рассчитаны графики зависимости гидравлического к. п. д. и максимального коэффициента давления от относительного диаметра втулки (рис. 4.22). В расчетах приняты средние значения коэффициентов: $\eta_i = 0,87$; $\xi_{вх} = 0,04$; $\eta_d = 0,85$; $k_\varphi = 0,8$. Как можно видеть (см. рис. 4.22), относительный диаметр втулки заметно влияет на к. п. д. одноступенчатой машины. Например, при увеличении относительного диаметра втулки v от 0,5 до 0,8 к. п. д. вентилятора снижается на 8%. В двухступенчатой машине снижение к. п. д. для тех же условий составляет всего 4%.

Существенно большее влияние оказывает относительный диаметр втулки на величину коэффициента давления. При увеличении ν от 0,5 до 0,8 в одноступенчатом вентиляторе коэффициент давления увеличивается от 0,131 до 0,304, т. е. в 2,3 раза.

Оптимальное для данных условий работы значение относительного диаметра втулки и числа ступеней можно выбрать только на основании технико-экономических расчетов, учитывающих стоимость изготовления машины и срок ее службы.

Необходимая окружная скорость u_v . Если число ступеней и относительный диаметр втулки приняты, то окружную скорость определяют по коэффициенту давления, который принимается равным или меньшим его максимального значения, найденного по (4.31):

$$u_v = \sqrt{H/\bar{H}} = \sqrt{P/\bar{P}}.$$

Число оборотов. Поскольку

$$n = 60u_v/(\pi d_v)$$

и, согласно уравнению неразрывности,

$$c_a = k_\varphi \nu u_v = \frac{4V}{\pi d_v^2 (1 - \nu^2)}$$

при $\mu_v \approx 1$,
то

$$n = 83,6 \sqrt{k_\varphi u_v^3 / (V R_0^3)},$$

где

$$R_0 = 2,9 \sqrt[3]{1/[\nu(1 - \nu^2)]}.$$

Если найденное число оборотов нельзя принять, определяют ближайшее возможное число оборотов и уточняют величину $\bar{P}$ или ν (или обе величины сразу). Во избежание повторных расчетов можно поступить следующим образом. Воспользовавшись (4.32), выразим число оборотов непосредственно через параметры работы машины:

$$n = 83,6 \frac{P^{3/4}}{V^{1/2}} = \frac{k_\varphi^{1/2}}{R_0^3 \bar{P}^{3/4} \rho^{3/4}}$$

и обозначим

$$nV^{1/2}/P_0^{3/4} = n_s, \quad (4.34)$$

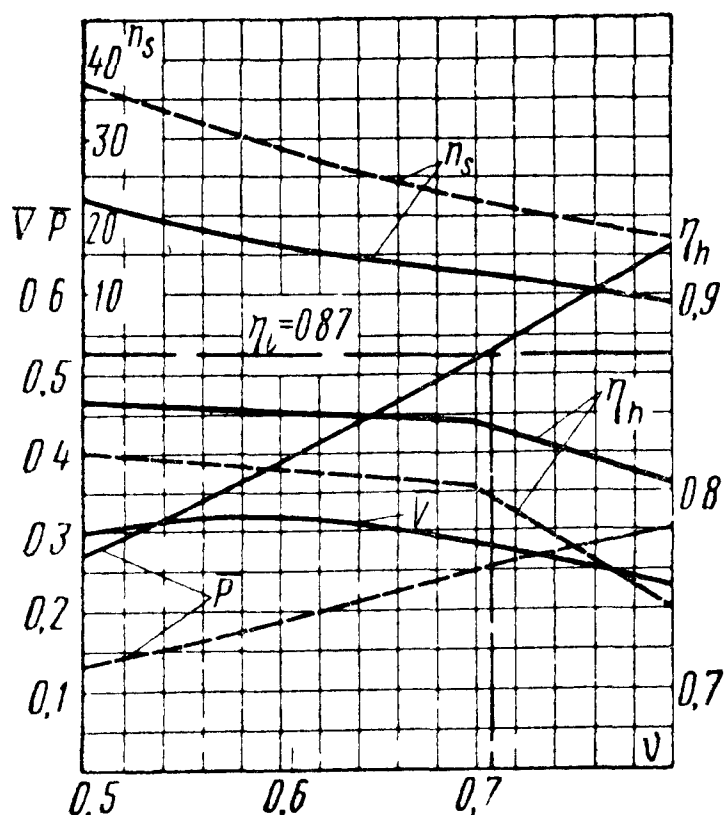


Рис. 4.22. Графики зависимости удельного числа оборотов, максимального коэффициента давления, гидравлического к. п. д. и коэффициента подачи от относительного диаметра втулки:

— — — — одноступенчатый вентилятор;
———— двухступенчатый вентилятор

где P_0 — давление, приведенное к плотности газа ρ_0 ; принято $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Параметр n_s имеет размерность числа оборотов и его принято называть удельным числом оборотов. Подробнее этот параметр будет изучен в § 5.4, а сейчас воспользуемся им для расчета вентиляторов. Если число оборотов выбрано, то по (4.34) можно найти удельное число оборотов n_s . С другой стороны,

$$n_s = 83,6 \frac{k_\varphi^{1/2}}{R_0^3 \bar{P}^{3/4} \rho_0^{3/4}}. \quad (4.35)$$

Поскольку R_0 и $\bar{P}$ зависят от v , то можно построить график зависимости $n_s = f(v)$, подобный рис. 4.22. Такой график сразу позволяет найти необходимый относительный диаметр втулки при условии, что число оборотов машины выбрано, а коэффициент давления $\bar{P}$ соответствует максимальной нагрузке.

Для определения диаметра рабочего колеса d_v можно получить формулу, аналогичную (2.35) и (2.38).

Используя (4.32), получаем выражение

$$d_v = R_0 \sqrt[3]{V / (n k_\varphi)}, \quad (4.36)$$

по структуре аналогичное (2.35) и (2.38), определяющим входной диаметр рабочего колеса центробежного насоса и вентилятора; однако получено оно из уравнения неразрывности и поэтому определяет условие обеспечения заданного расхода V . Интересно отметить, что коэффициент R_0 такого же порядка, как и коэффициент R .

Размеры рабочих и спрямляющих лопастей. Высота лопастей

$$l = (d_v - d_{вт})/2,$$

где $d_{вт} = v d_v$.

Хорда профилей может изменяться в весьма широких пределах. В насосах она выбирается $b \approx l$ для уменьшения числа лопастей, в вентиляторах $b = 0,2l$ при очень малых относительных диаметрах втулки, $b \approx l$ — при больших v .

Особо следует остановиться на выборе углов атаки. В направляющих и спрямляющих решетках угол атаки целесообразно выбирать в пределах $i = (0 \div 3)^\circ$ по всей высоте лопастей. В рабочих решетках угол атаки должен выбираться с учетом влияния перетекания пограничного слоя на лопастях под действием центробежных сил. Отсасывание пограничного слоя в корневых сечениях рабочих лопастей под действием центробежных сил вызывает уменьшение толщины пограничного слоя, поэтому можно в корневых сечениях принимать $i = (5 \div 10)^\circ$. В периферийных сечениях, наоборот, происходит набухание пограничного слоя, и поэтому здесь целесообразно выбирать малые углы атаки: $i = (0 \div -2)^\circ$.

Пример 4.4. Рассчитать осевой дымосос для следующих условий работы: подача $V=242 \text{ м}^3/\text{сек}$; давление $P_\mu=3800 \text{ н/м}^2$; плотность дымовых газов $\rho=0,92 \text{ кг/м}^3$; концентрация золы $\mu_3=0,01 \text{ кг/кг}$.

Чтобы дымосос развивал давление P_μ , расчет необходимо вести на давление P . Согласно (3.6),

$$P = P_\mu / (1 - k_p \mu_3).$$

Принимая $k_p=0,45$ для расчетного режима работы, находим

$$P_0 = 3800 / (1 - 0,45 \cdot 0,01) = 3820 \text{ н/м}^2.$$

Ввиду сравнительно большого давления предполагаем, что дымосос двух-ступенчатый выполнен по схеме рис. 4.5, 6. Принимаем для каждой ступени $c_{1u}=c_{3u}=0$.

Для определения необходимого числа оборотов воспользуемся рис. 4.22. Приняв ориентировочно относительный диаметр втулки $v=0,7$, по рис. 4.22 для $Z_c=2$ находим удельное число оборотов $n_s=13$, вычисляем приведенное давление

$$P_0 = P_{P0}/\rho = 3820 \cdot 1,2 / 0,92 = 4980 \text{ н/м}^2$$

и по (4.35) определяем число оборотов

$$n = n_s \cdot P_0^{3/4} / V^{1/2} = 13 \cdot 4980^{3/4} / 240^{1/2} = 495 \text{ об/мин.}$$

Принимаем число оборотов $n=490 \text{ об/мин}$, которое незначительно отличается от найденного по (4.35). Поэтому окончательно принимаем $v=0,7$. Далее удобно определить необходимую окружную скорость u_b . Для этого по $v=0,7$ и рис. 4.22 находим коэффициент давления $P=0,525$ (для $Z_c=2$) и $\eta_h=0,84$.

Необходимо отметить, что рассчитываемый дымосос характеризуется весьма большой подачей и, следовательно, большими размерами. Поэтому действительное значение гидравлического к. п. д. η_h при тщательном выполнении лопаток может быть на $(4 \div 6) \%$ больше расчетного.

Окружная скорость

$$u_b = \sqrt{P / (\rho P)} = \sqrt{3820 / (0,92 \cdot 0,525)} = 88,9 \text{ м/сек.}$$

Наружный диаметр рабочего колеса

$$d_b = 60 u_b / (\pi n) = 60 \cdot 88,9 / (\pi \cdot 490) = 3,47 \text{ м.}$$

Среднеквадратичный диаметр и диаметр втулки

$$d_c = d_b \sqrt{(1 + v^2)/2} = 3,47 \sqrt{(1 + 0,7^2)/2} = 2,99 \text{ м;}$$

$$d_{вт} = v d_b = 0,7 \cdot 3,47 = 2,43 \text{ м.}$$

Высота рабочих и спрямляющих лопастей

$$l = (d_b - d_{вт})/2 = (3,47 - 2,43)/2 = 0,52 \text{ м.}$$

Оценим эффективный к. п. д. дымососа. Поскольку дисковые потери и утечки в столь крупной машине весьма невелики, примем, что к. п. д. снижается на 1%. При механическом к. п. д. дымососа $\eta_m=0,98$ эффективный к. п. д. без учета влияния золы

$$\eta_e = 0,84 \cdot (1 - 0,01) \cdot 0,98 \approx 0,81.$$

С учетом влияния золы

$$\eta_{ep} = \eta_e [1 - (k_p + k_N) \mu_3] = 0,81 [1 - (0,45 + 1,7) \cdot 0,01] \approx 0,79.$$

Скорости в трубопроводе и в проточной части машины:

$$c_0 = \frac{4V}{\pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 242}{\pi \cdot 3,47^2} = 25,7 \text{ м/сек};$$

$$c_a = c_0 / (1 - v^2) = 25,7 / (1 - 0,7^2) = 50,5 \text{ м/сек}.$$

Необходимую длину диффузора l_d найдем по (4.29), приняв $\alpha_d = 9^\circ$ и определив отношение площадей при условии постоянного диаметра d_B :

$$\bar{f}_d = f_4 / f_3 = 1 / (1 - v^2) = 1,96;$$

$$l_d = 0,5 d_B \cdot \sqrt{1 - v^2} (\sqrt{\bar{f}_d} - 1) / \operatorname{tg} \frac{\alpha_d}{2} =$$

$$= 0,5 \sqrt{1 - 0,7^2} (\sqrt{1,96} - 1) / \operatorname{tg} 4,5^\circ \cdot 3,47 = 6,3 \text{ м}.$$

Расчет треугольников скоростей ведем на среднем квадратичном диаметре $d_c = 2,99 \text{ м}$. Развиваемое одной ступенью давление

$$P_1 = P / 2 = 3820 / 2 = 1910 \text{ н/м}^2.$$

Теоретическое давление одной ступени

$$P_{1T} = P / \eta_h = 1910,0,84 = 2270 \text{ н/м}^2.$$

Принимая для каждой ступени $c_{1u} = c_{3u} = 0$, находим:

$$c_{2u} = \frac{P_{1T}}{\rho u_c} + c_{1u} = \frac{2270}{0,92 \cdot 76,7} = 32,2 \text{ м/сек};$$

$$u_c = \pi d_c n / 60 = 76,7 \text{ м/сек}.$$

Далее вычисляем:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_{1a} / (u - c_{1u}) = 50,5 / 76,7 = 0,658; \quad \beta_1 = 33^\circ 20';$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = c_{2a} / (u - c_{2u}) = 50,5 / (76,7 - 32,2) = 1,13; \quad \beta_2 = 48^\circ 30'; \quad \Delta\beta = 15^\circ 10';$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = c_{2a} / c_{2u} = 50,5 / 32,2 = 1,57; \quad \alpha_2 = 57^\circ 30';$$

$$\alpha_3 = 90^\circ; \quad \Delta\alpha = 32^\circ 30'.$$

Расчет треугольников скоростей в других сечениях проводится аналогично, причем окружная проекция скорости c_{2u} определяется из условия постоянства циркуляции $\Gamma c_{2u} = \text{const}$. Поскольку наиболее нагруженным у вентиляторов выбранной схемы является корневое сечение спрямляющих лопастей, ограничимся проверкой угла поворота потока в этом сечении:

$$u_{BT} = \pi d_{BT} n / 60 = \pi \cdot 2,43 \cdot 490 / 60 = 62,3 \text{ м/сек};$$

$$c_{2uBT} = P_{1T} / (\rho u_{BT}) = 2270 / (0,92 \cdot 62,3) = 39,6 \text{ м/сек};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = 50,5 / 39,6 = 1,27; \quad \alpha_2 = 51^\circ 40';$$

$$\alpha_3 = 90^\circ; \quad \Delta\alpha = 38^\circ 20'.$$

Полученное значение $\Delta\alpha$ меньше предельного $(40 \div 45)^\circ$ и поэтому его можно принять.

Методика определения углов лопастей рассмотрена в примере 4.3, а построения профилей лопастей — в примере 4.1.

Более подробные сведения об осевых насосах и вентиляторах имеются в [6], [13], [14], [19].

§ 5.1. Особенности характеристик насосов и вентиляторов

Под характеристиками насосов и вентиляторов подразумевают графические зависимости напора (давления), к. п. д. и потребляемой мощности от производительности машины. Строятся характеристики по данным испытаний машин; теоретические расчеты характеристик не обеспечивают требуемой точности.

Центробежные вентиляторы с загнутыми вперед лопастями характеризуются кривыми мощности $N = f(V)$, близкими к линейным; кривая $H = f(V)$ часто имеет седлообразный характер (рис. 5.1, а). Для центробежных насосов и вентиляторов с загнутыми назад лопастями типично уменьшение потребляемой мощности при расходах, превышающих расчетную величину (рис. 5.1, б). Весьма своеобразны характеристики осевых насосов и вентиляторов, особенно высоконапорных осевых вентиляторов. Форма характеристик осевых машин существенно зависит от относительного диаметра втулки, углов изгиба профилей и углов их установки. У низконапорных машин с малым относительным диаметром втулки и малыми углами установки рабочих лопастей мощность холостого хода (при $V=0$) оказывается существенно больше, чем на расчетном режиме (рис. 5.1, в). Дело в том, что при больших углах атаки происходит отрыв потока от лопастей, что вызывает резкое возрастание коэффициента лобового сопротивления и, как следствие, возрастание момента на валу. Характеристики высоконапорных вентиляторов имеют разрыв и, кроме того, крутую правую (рабочую) ветвь (рис. 5.1, г); в эксплуатации такие характеристики оказываются весьма неблагоприятными. Причины возникновения разрывов характеристик и пути их устранения рассматриваются далее. Поскольку характеристики машин зависят от

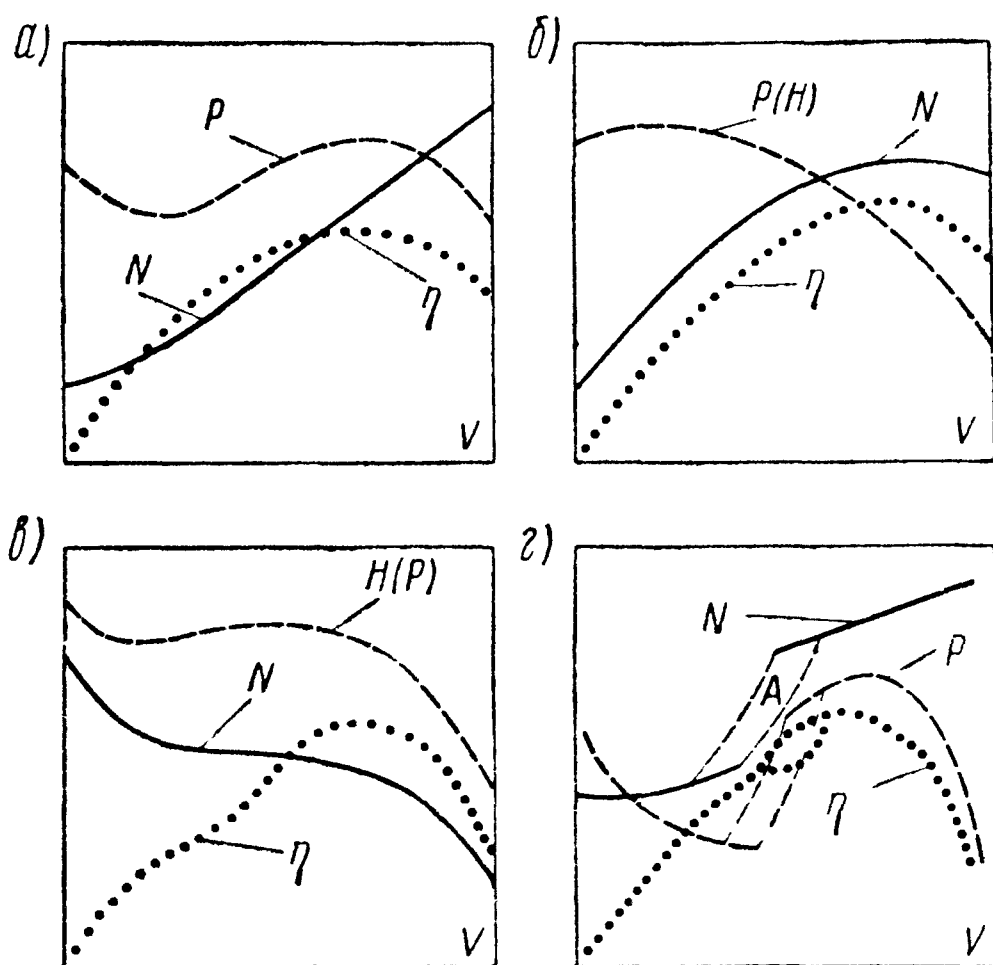


Рис. 5.1. Типичные характеристики насосов и вентиляторов

Форма характеристик осевых машин существенно зависит от относительного диаметра втулки, углов изгиба профилей и углов их установки. У низконапорных машин с малым относительным диаметром втулки и малыми углами установки рабочих лопастей мощность холостого хода (при $V=0$) оказывается существенно больше, чем на расчетном режиме (рис. 5.1, в). Дело в том, что при больших углах атаки происходит отрыв потока от лопастей, что вызывает резкое возрастание коэффициента лобового сопротивления и, как следствие, возрастание момента на валу. Характеристики высоконапорных вентиляторов имеют разрыв и, кроме того, крутую правую (рабочую) ветвь (рис. 5.1, г); в эксплуатации такие характеристики оказываются весьма неблагоприятными. Причины возникновения разрывов характеристик и пути их устранения рассматриваются далее. Поскольку характеристики машин зависят от

числа оборотов, а развиваемое вентилятором давление — от плотности перемещаемой среды, то на каждой характеристике должны быть указаны число оборотов, при котором она определялась, и плотность воздуха или начальные параметры p_H и T_H (для вентиляторов). Зависимость характеристик от плотности воздуха должна учитываться при выборе машин по каталогам. Значение характеристик чрезвычайно велико для рациональной эксплуатации машин, потому что, как правило, режим работы насоса или вентилятора в процессе эксплуатации изменяется в широких пределах. Так, при выборе двигателя центробежного вентилятора

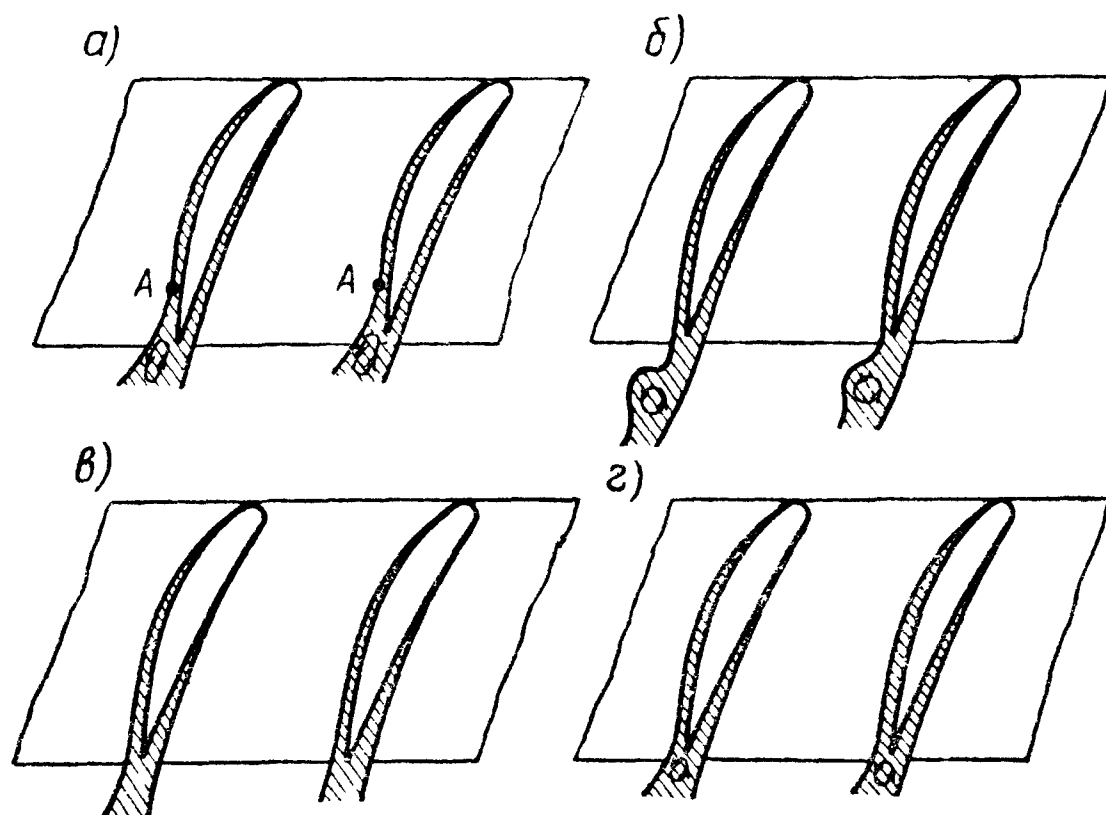


Рис. 5.2. Схема обтекания профилей с отрывом пограничного слоя

с загнутыми вперед лопастями необходим достаточно большой запас по мощности ввиду возможности перегрузки двигателя, если производительность окажется больше расчетной, в то время как для двигателей центробежных насосов и вентиляторов с сильно загнутыми назад лопастями запас может быть минимальным.

Пуск центробежных машин, как правило, производят при закрытом запорном органе (задвижка, заслонка), так как мощность холостого хода значительно меньше рабочей величины. Низконапорные осевые насосы и вентиляторы целесообразно пускать при полностью открытом запорном органе, что обеспечивает минимальную нагрузку двигателя.

Осевые высоконапорные вентиляторы без специальных регулирующих устройств не могут обеспечить изменение подачи в широких пределах. Важное значение имеет также крутизна характеристик $\eta = f(V)$. Опыт показывает, что характеристики центробежных машин значительно более пологие, чем характеристики осевых.

Однако одни только характеристики еще не дают полного представления о возможности работы машин при частичных на-

грузках. Измерение давления жидкости за насосом малоинерционными датчиками показывает, что *пульсации давления*, незначительные на расчетном режиме работы, резко возрастают при определенном расходе $V < V_p$, который определяет *границу пульсаций*. Границу пульсаций на характеристике машин не показывают, но длительная работа насоса или вентилятора в области больших пульсаций не желательна, особенно в случае осевых машин, где она может привести к поломкам рабочих лопастей вследствие усталости материала. На характеристиках высоконапорных осевых вентиляторов границу пульсаций приближенно можно определить как точку, соответствующую началу резкого спада давления при уменьшении подачи (точка А на рис. 5.1, з).

Пульсации давления возникают вследствие периодической нестационарности течения, обусловленной несколькими причинами.

Во-первых, при обтекании профилей реальной жидкостью всегда имеется небольшая зона отрыва потока вблизи выходных кромок, образуемая вследствие утолщения пограничного слоя. При небольших положительных углах атаки зона отрыва невелика и располагается на тыльной стороне профилей. Течение в этом случае неустойчиво, и отрыв потока происходит периодически. Характерные моменты обтекания профилей с периодически возникающим отрывом схематически показаны на рис. 5.2. Пусть в какой-то момент времени профили обтекаются с отрывом потока в точке А (рис. 5.2, а). В следующий момент набегающий поток «сдувает» вихревую область, унося ее вниз по потоку (рис. 5.2, б). Далее некоторое время профили обтекаются без отрыва (рис. 5.2, в), а затем толщина пограничного слоя снова возрастает, возникающая небольшая зона отрыва (рис. 5.2, г) увеличивается до тех пор, пока набегающий поток снова «сдует» ее. При увеличении угла атаки до $i_{п}$, соответствующего границе пульсаций, точка отрыва А почти не изменяет своего положения и находится вблизи выходной кромки. Затем, начиная с некоторого угла атаки $i > i_{п}$, точка А быстро перемещается в сторону входной кромки. Изменение во времени характера обтекания профилей вызывает соответствующее изменение распределения по лопасти действующих на нее сил и напряжений. Величина пульсаций (и напряжений) возрастает с увеличением угла атаки, однако резкое увеличение пульсаций начинается лишь с $i > i_{п}$, когда точка отрыва-перемещается, вызывая увеличение вихревой области.

Во-вторых, поле скоростей перед лопастными аппаратами (кроме входного) существенно нестационарно вследствие изменения во времени взаимного положения рабочих и неподвижных лопастей. Эта нестационарность является, с одной стороны, самостоятельной причиной пульсаций, а с другой — оказывает значительное влияние на процесс набухания и отрыва пограничного слоя.

В-третьих, возникающие по какой-либо причине колебания лопастей при углах атаки $i > i_{п}$ могут переходить в автоколебания,

называемые в данном случае *флаттером*. Флаттер, также являясь источником пульсаций, вызывает увеличение напряжений в лопастях, что может привести к их поломке при длительной работе. Особенно опасен флаттер в осевых компрессорах ввиду больших окружных скоростей и, следовательно, больших напряжений в рабочих лопастях. Причин, вызывающих автоколебания лопастей, может быть несколько, и поэтому различают несколько видов флаттера. Остановимся на двух видах, представляющих наибольший практический интерес: срывной флаттер и вращающийся отрыв.

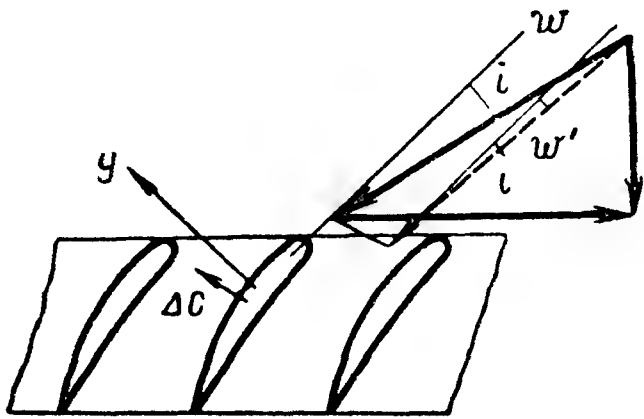


Рис. 5.3. Изменение угла атаки при срывном флаттере

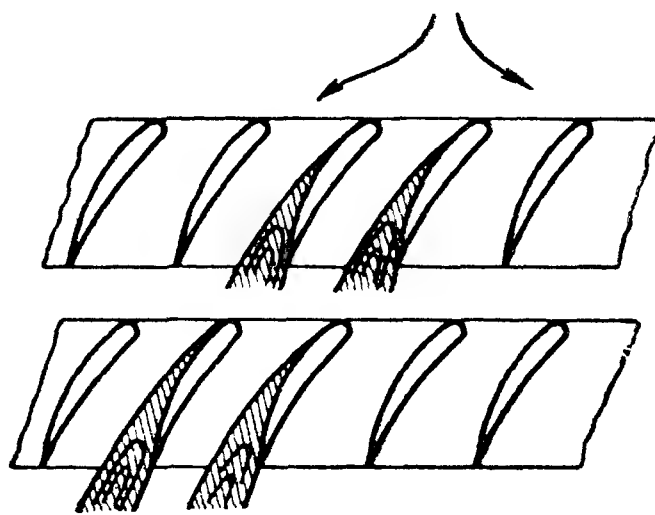


Рис. 5.4. Схема обтекания решетки при вращающемся отрыве

Срывной флаттер наблюдается при таких больших углах атаки, при которых коэффициент подъемной силы c_y уменьшается с ростом угла атаки ($dc_y/di < 0$). Возникновение изгибных колебаний лопастей вызывает периодическое изменение угла атаки, поскольку колебания происходят с какой-то скоростью Δc , переменной во времени. При движении лопастей в сторону, указанную на рис. 5.3 стрелкой, угол атаки уменьшается. Действительно, чтобы найти вектор относительной скорости, необходимо остановить движение лопастей, т. е. сообщить системе скорость $-\Delta c$; тогда вектор относительной скорости (штриховая линия на рис. 5.3) $\vec{w}' = \vec{w} - \vec{\Delta c}$, где $\vec{w}$ — относительная скорость при отсутствии флаттера. Но уменьшение угла атаки в данном случае вызовет увеличение подъемной силы и, следовательно, усилия на лопасть в сторону ее движения. Легко убедиться, что при движении лопастей в противоположную сторону также возникают усилия, поддерживающие колебания. Таким образом, случайно возникшие колебания переходят в автоколебания.

Проведя аналогичное исследование при малых углах атаки ($dc_y/di > 0$), легко убедиться, что возникающие при колебаниях лопастей дополнительные силы препятствуют развитию колебаний; случайно возникшие колебания гасятся. Это свойство гашения колебаний за счет аэродинамических сил называют *аэродемпфированием*.

Вращающийся отрыв также наблюдается при больших углах атаки и является следствием неизбежной в реальных условиях асимметрии набегающего потока или неодинакового расположения лопастей, т. е. условия для возникновения вращающегося отрыва существуют всегда.

Отрыв потока при увеличении угла атаки начинается, как показывает опыт, не у всех лопастей одновременно, а у нескольких смежных или нескольких групп лопастей (рис. 5.4). Уменьшение расхода через каналы с вихревыми областями вызывает растекание потока перед лопастями; углы атаки у лопастей, расположенных слева от срывной зоны, возрастают, а справа — уменьшаются. В результате зона отрыва перемещается в следующий момент времени влево, причем опыт показывает, что она захватывает все время одинаковое число лопастей.

В рабочем колесе осевого вентилятора (компрессора) обычно возникают одна или две срывные зоны; скорость их перемещения примерно равна половине угловой скорости вращения ротора.

Применение сепаратора для улучшения характеристик осевых вентиляторов.

Опыт и расчеты показывают, что при уменьшении расхода, по сравнению с расчетной величиной, происходит перекося поля осевых скоростей: у вершин рабочих лопастей осевая скорость оказывается меньше средней величины, у корневых сечений — больше. Поэтому отрыв потока начинается в верхних сечениях рабочих лопастей; там же зарождается вращающийся отрыв и даже обратное течение жидкости. Для уничтожения или смягчения вращающегося отрыва, особенно для уменьшения влияния обратных токов жидкости, вызывающих закручивание потока перед рабочим колесом в противоположную вращению ротора сторону, проф. К. А. Ушаков и Л. Е. Ольштейн предложили устанавливать перед рабочим колесом специальный направляющий аппарат, называемый *сепаратором*. Он устанавливается перед рабочими лопастями у их вершин, имеет небольшую радиальную протяженность (около 10% высоты лопасти). На рис. 5.5 показана

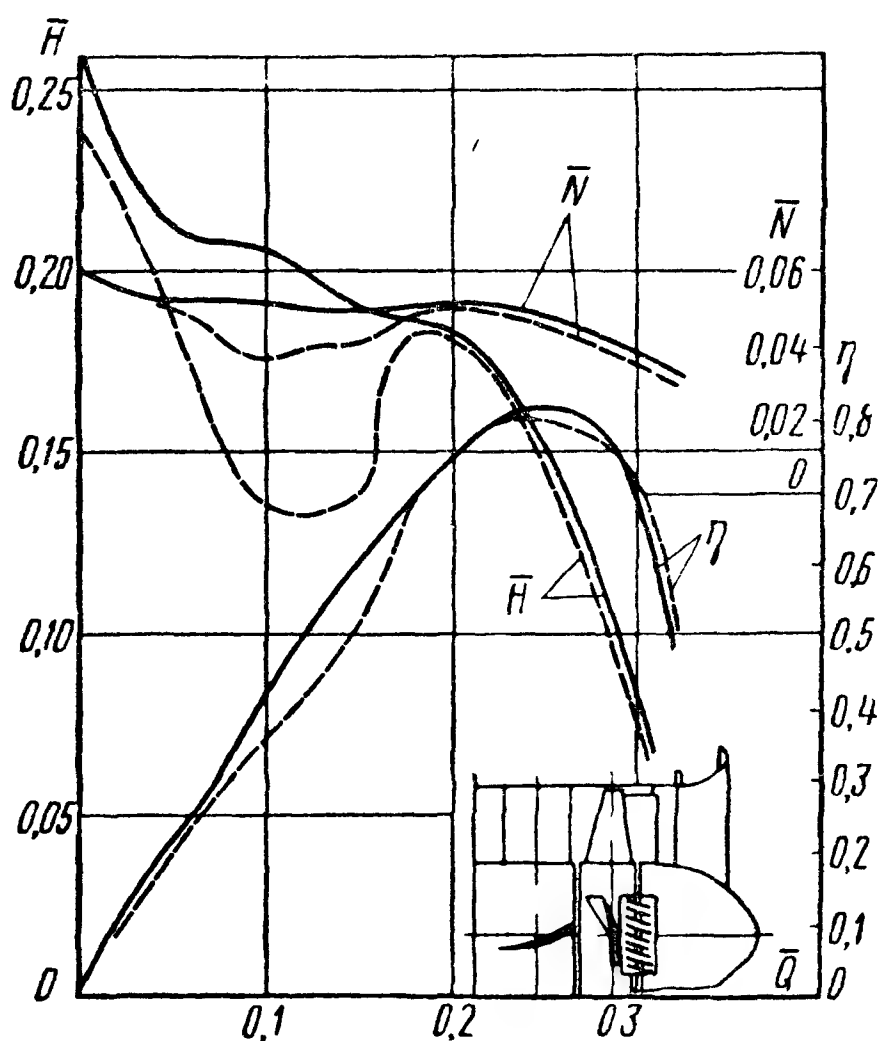


Рис. 5.5. Характеристики и схема вентилятора с сепаратором:

— с сепаратором;
- - - без сепаратора

схема вентилятора с сепаратором и приведены характеристики вентилятора ЦАГИ с сепаратором и без него.

Экспериментальные исследования, выполненные под руководством проф. К. А. Ушакова в ЦАГИ, позволили установить оптимальные размеры сепараторов: $\Delta l/l = 0,08 \div 0,1$, где Δl — высота лопастей сепаратора. В двухступенчатом вентиляторе второй сепаратор должен быть несколько длиннее: $\Delta l/l = 0,15$; $t_{cp} \leq 0,4 \div 0,5$; $\alpha_{он} = (95 \div 105)^\circ$; $\alpha_{ин} = (40 \div 50)^\circ$.

Применение сепараторов в вентиляторах с малым коэффициентом подачи $\varphi = c_a/u_b$ позволяет полностью устранить впадину на напорной характеристике (см. рис. 5.5), а в вентиляторах с большими коэффициентами подачи — значительно уменьшить ее размеры.

§ 5.2. Пересчет характеристик геометрически подобных машин

Уже отмечалось, что расчет характеристик насосов и вентиляторов не дает удовлетворительной точности. Но если известны характеристики одной машины при данном числе оборотов, то можно с достаточной точностью рассчитать характеристики всей серии геометрически подобных машин при произвольных числах оборотов.

Итак, решим следующую задачу. Известны характеристики машины с диаметром рабочего колеса d_0 при числе оборотов n_0 и плотности жидкости ρ_0 ; необходимо построить характеристики геометрически подобной машины с диаметром колеса d при числе оборотов n и плотности жидкости ρ .

Перерасчет характеристик в области автомодельности. Решение задачи оказывается весьма простым в области автомодельности по числу Re. Будем считать, что в обеих машинах числа Re настолько большие, что влиянием их на характеристики можно пренебречь. Влияние числа Re на характеристики рассматривается отдельно. Второе допущение связано с предположением о несжимаемости жидкости. Поэтому данное решение неприменимо к пересчету характеристик компрессоров.

Воспользуемся преобразованным уравнением Эйлера в форме (2.40):

$$H = \eta_h u_2^2 \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right).$$

Хотя уравнение в такой форме справедливо при условии $c_{1u} \neq 0$, это не сказывается на общности получаемых зависимостей.

Выберем на характеристиках исходной машины произвольную точку с параметрами V_0 , H_0 и N_0 и найдем на новой характеристике точку с параметрами V , H и N при условии *сохранения подобия треугольников скоростей* в этих точках, которое в автомодельной области означает, что гидравлические к. п. д. на этих режимах одинаковы ($\eta_h = \eta_{h0}$), и дает простую возможность

найти подачу V . Действительно, сохранение подобия треугольников скоростей означает равенство отношений

$$c_{2r}/u_2 = (c_{2r}/u_2)_0.$$

Отсюда

$$c_{2r}/c_{2r0} = u_2/u_{20} = (n/n_0) \cdot (d/d_0).$$

Так как подача пропорциональна произведению скорости на площадь проходного сечения, то

$$V/V_0 = (n/n_0) (d/d_0)^3.$$

Окончательно получаем

$$V/V_0 = (n/n_0) (d/d_0)^3. \quad (5.1)$$

С другой стороны, при сохранении подобия треугольников скоростей $\eta_h \approx \eta_{h0}$ и $\beta_2 \approx \beta_{20}$. Уравнение (2.40) позволяет заключить, что в этом случае

$$H/H_0 = (u_2/u_{20})^2 = (n/n_0)^2 (d/d_0)^2, \quad (5.2)$$

или

$$P/P_0 = (\rho/\rho_0) (n/n_0)^2 (d/d_0)^2. \quad (5.3)$$

Если пренебречь изменением доли механических потерь и принять $\eta_e = \eta_{e0}$, то для пересчета мощности также получается простая формула

$$N/N_0 = (\rho/\rho_0) (n/n_0)^3 (d/d_0)^5. \quad (5.4)$$

Полученные формулы дают возможность рассчитать характеристики новой машины, геометрически подобной первой.

Пользуясь ими, следует иметь в виду, что они справедливы только для режимов с подобными треугольниками скоростей, т. е. изменение числа оборотов насоса вызовет пропорциональное изменение подачи только при условии сохранения подобия треугольников скоростей. В связи с этим возникает вопрос, при какой характеристике сети изменение числа оборотов не нарушит подобия треугольников скоростей. Решение этой задачи представляет практический интерес, поскольку при работе на такую сеть к. п. д. машины остается неизменным в широком диапазоне чисел оборотов.

Исходный режим работы машины совместно с данной сетью определяется точкой пересечения характеристики машины и сети (точка A_0 на рис. 5.6). При изменении числа оборотов характеристика машины изменяется; режим работы переходит в точку A . Но если режимы работы машины в точках A и A_0 подобны, то справедливы приведенные выше формулы и, следовательно,

$$V/V_0 = n/n_0; \quad H/H_0 = \Delta H_c / \Delta H_{c0} = (n/n_0)^2.$$

Исключая число оборотов, находим характеристику сети

$$\Delta H_c / \Delta H_{c0} = (V/V_0)^2; \quad \Delta H_c = kV^2 \text{ при } k = \text{const.}$$

Итак, режимы работы машины сохраняются подобными при изменении числа оборотов, если характеристика сети — парабола, выходящая из начала координат. Заметим, что в большинстве случаев характеристика сети, на которую работают вентиляторы, близки к параболическим. В этих случаях изменение числа оборотов машины дает наиболее экономичный способ регулирования подачи.

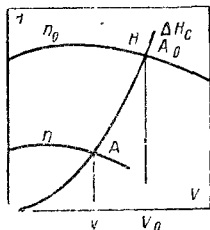


Рис. 5.6. Совместная работа машины и сети при параболической характеристике сети

Полученные формулы в равной мере справедливы при расчете характеристик насосов и вентиляторов. Однако если вентиляторы подают запыленный воздух (мельничный вентилятор, дымосос), то дополнительно необходимо учесть влияние концентрации пыли (золы), согласно (3.6) и (3.7).

Формулы пересчета характеристик позволяют контролировать корректность эмпирических и полуэмпирических формул. Так, (5.1) позволяет убедиться в правильной структуре эмпирической формулы (2.36) для определения входного диаметра рабочего колеса насоса. Действительно, обе

формулы дают одинаковую зависимость между производительностью, размерами и числом оборотов машины. Именно поэтому формулы для определения диаметра рабочих колес центробежных насосов, вентиляторов и осевых машин, полученные из совершенно различных исходных посылок, имеют одинаковую структуру, differing только величиной коэффициента R .

Пример 5.1 Рассчитать характеристики насоса при числе оборотов $n=2000$ об/мин по известным характеристикам для $n_0=2900$ об/мин, изображенным на рис. 5.7, кривые 1.

Выбираем на характеристиках насоса для $n_0=2900$ об/мин шесть точек и выписываем в табл. 5.1 значения V_0 , H_0 и N_0 в этих точках. Далее с помощью формул пересчета характеристик находим соответствующие параметры V , H и N :

$$V = V_0 (n/n_0); \quad H = H_0 (n/n_0)^2; \quad N = N_0 (n/n_0)^3.$$

Найденные значения также выписываем в табл. 5.1. По данным табл. 5.1 на рис. 5.7 построены характеристики насоса для нового числа оборотов (кривые 2).

Пример 5.2. Насос при числе оборотов n_0 подает V_0 м³/сек. Как нужно изменить число оборотов насоса, чтобы при характеристике сети, изображенной на рис. 5.8, уменьшить подачу до V .

При новом числе оборотов n характеристика насоса и сети пересекутся в точке A . Проведем через точку A и начало координат параболу, пересекающую исходную характеристику насоса при числе оборотов n_0 в точке A_0' ,

которой соответствует подача V_0 . Теперь можно применить формулу пересчета характеристик:

$$n/n_0 = V/V_0,$$

позволяющую найти новое число оборотов.

Влияние числа Рейнольдса на характеристики машин. Полученные выше формулы пересчета характеристик пригодны только в области автомодельности по числу Re . Использование этих формул при малых числах Re связано с некоторой погрешностью, величина которой зависит от отношения $Re/Re_{авт}$, где $Re_{авт}$ — граница области автомодельности.

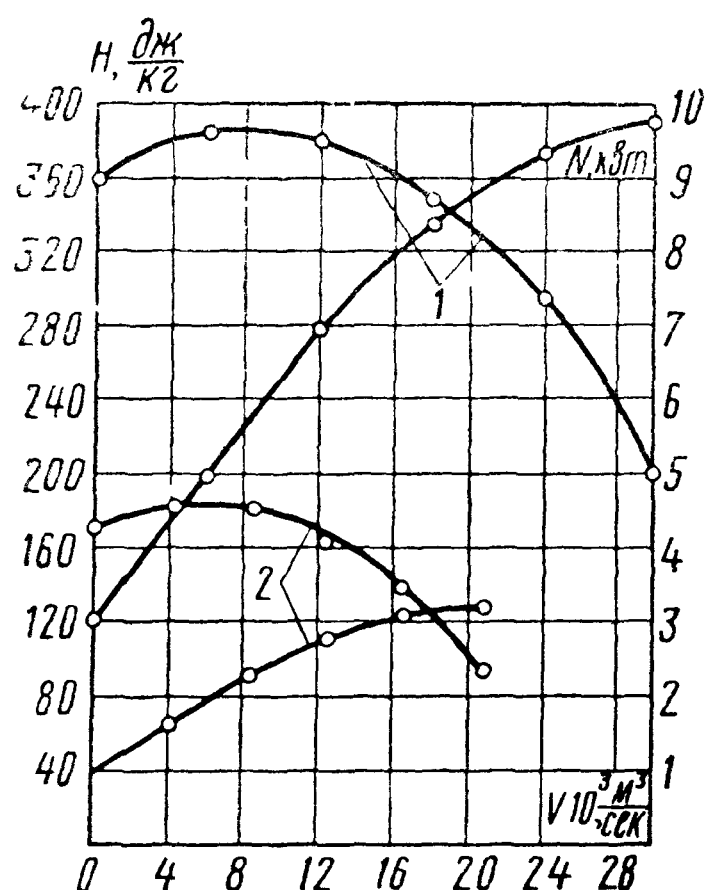


Рис. 5.7. Характеристики насоса ЦНШ-80

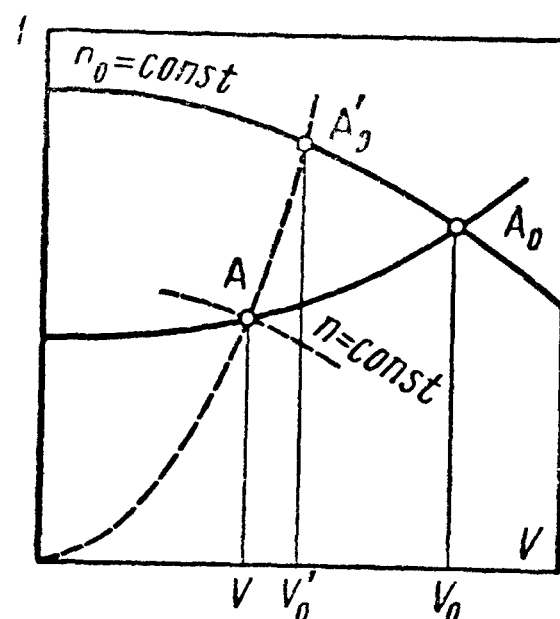


Рис. 5.8 К примеру 5.2

Влияние вязкости жидкости двояким образом сказывается на характеристиках машин. Во-первых, изменение вязкости приводит к изменению угла отставания потока σ и, следовательно, вызывает изменение теоретического напора H_T и соответственно потребляемой мощности N_e . Если число Re изменяется не слишком сильно (например, не более чем в 3÷5 раз), то изменением H_T практически можно пренебречь. Во-вторых, изменение вязкости вызывает возрастание гидравлических потерь в машине, что сказывается на снижении гидравлического к. п. д. η_h .

Таким образом, в общем случае при изменении числа Re напор H изменяется вследствие изменения теоретического напора и гидравлического к. п. д. Существенное изменение числа Re приводит к заметному изменению доли дисковых потерь, что вызывает дополнительное изменение потребляемой мощности и к. п. д. машины.

Таблица 51
Пересчет характеристик насоса при изменении числа оборотов

Величина	Размерность	Способ определения	Номера точек					
			1	2	3	4	5	6
V_0	$м^3/сек$	Принято 6 значений	0	6	12	18	24	30
H_0	$дж/кг$	По принятым значениям V_0 и характеристикам насоса (рис. 5. 7)	358	384	330	348	296	200
N_0	$квт$		3,02	4,96	6,92	8,43	9,30	9,80
V H N	$м^3/сек$ $дж/кг$ $квт$	$V=V_0 (n/n_0)$ $H=H_0 (n/n_0)^2$ $N=N_0 (n/n_0)^3$	0 170 0,99	4,14 182 1,62	8,28 180 2,26	12,4 165 2,75	16,5 140 3,04	20,7 95 3,20

При изучении влияния числа Re на характеристики машин ограничимся определением напора, поскольку это наиболее важно при моделировании машин. Кроме того, ограничимся режимами работы, близкими к расчетному; в общем случае решение задачи весьма затруднительно.

Влияние Re на величину теоретического напора H_t . В области автомодельности, как показывает сопоставление опытных и расчетных данных, выполненное А. С. Гиневским [20], С. А. Довжиком (ЦАГИ) [21] и др., действительная циркуляция скорости вокруг профилей Γ меньше расчетной $\Gamma_{ид}$, найденной без учета влияния вязкости:

$$k_{\Gamma} = \Gamma / \Gamma_{ид} = 0,88 \div 0,92.$$

В среднем в области расчетных режимов работы можно принять $k_{\Gamma} = 0,9$.

Циркуляция $(\Gamma_{ид} - \Gamma)$ вызвана исключительно влиянием вязкости, и она тем больше, чем больше толщина пограничного слоя, т. е. чем больше коэффициент лобового сопротивления c_x . Это дает основание предположить, что относительная разность циркуляций

$$(\Gamma_{ид} - \Gamma) / \Gamma_{ид} = 1 - k_{\Gamma}.$$

пропорциональна коэффициенту лобового сопротивления:

$$(1 - k_1)/(1 - k_{\Gamma 0}) = c_x/c_{x0} = (Re_0/Re)^n, \text{ если } b = b_0.$$

Теоретический напор *осевых ступеней* пропорционален циркуляции скорости, поэтому можно принять

$$(H_{\text{тид}} - H_{\text{т}})/H_{\text{тид}} = (\Gamma_{\text{и т}} - \Gamma)/\Gamma_{\text{и т}} = 1 - k_{\Gamma}.$$

Окончательно получаем

$$H_{\text{т}}/H_{\text{тид}} = 1 - (1/k_{10} - 1) [(Re_0/Re)^n - 1].$$

Легко убедиться, что последнюю формулу можно заменить более компактной

$$H_{\text{т}}/H_{\text{т0}} \approx (Re/Re)^{n_{\text{н}}}, \quad (5.5)$$

где показатель степени

$$n_{\text{н}} = n(1/k_{\Gamma 0} - 1).$$

Для средних значений $n = 0,4$ и $k_{\Gamma 0} = 0,8$ $n_{\text{н}} = 0,044$ и

$$H_{\text{т}}/H_{\text{т0}} = (Re/Re_0)^{0,044}. \quad (5.6)$$

Переход к (5.5) связан с весьма небольшой погрешностью, как показывают расчеты, сближает опытные и расчетные данные и позволяет оценить влияние числа Re на величину коэффициента теоретического напора осевой одноступенчатой машины.

Переходя к сравнению расчетов по изложенной методике с опытными данными, прежде всего подчеркнем, что величина коэффициента n определялась на основании данных испытаний только по величине коэффициента c_x , без учета действительных характеристик машины. Согласно опытам С. А. Довжика [22], уменьшение числа Re в три раза (от $3 \cdot 10^5$ до 10^5) вызывает уменьшение $H_{\text{т}}$ ступени осевого компрессора в одном случае на 4%, а в другом — на 6%. По (5.6) получаем снижение $H_{\text{т}}$ на 6%.

Сложнее обстоит дело с влиянием числа Re на величину $H_{\text{т}}$ для *ступени центробежной машины*. Методику расчета можно принять и в этом случае, если под Γ подразумевать циркуляцию скорости в относительном движении. Поэтому вместо (5.5) запишем

$$\Gamma/\Gamma_0 = (Re/Re_0)^{n_{\text{н}}}.$$

Вводя далее в расчет отношение циркуляции скорости в относительном движении Γ к циркуляции скорости в абсолютном движении $\Gamma_{\text{абс}}$

$$\alpha_{\Gamma} = \Gamma/\Gamma_{\text{абс}} = (t_2 \omega_{2u} - t_1 \omega_{1u}) / (t_2 c_{2u} - t_1 c_{1u})$$

и учитывая, что

$$H_{\text{т}}/H_{\text{т0}} = \Gamma_{\text{абс}}/\Gamma_{\text{абс0}},$$

после подстановок и преобразований находим

$$H_{\tau}/H_{\tau 0}=1-\alpha_{\tau}(1/k_{\tau 0}-1)[(Re_0/Re)^n-1],$$

или приближенно

$$H_{\tau}/H_{\tau 0} \approx (Re/Re_0)^{\alpha_{\tau} n_{\tau}}. \quad (5.7)$$

У центробежных насосов и вентиляторов с сильно загнутыми назад лопастями величина коэффициента $\alpha_{\tau} \approx 0,2$ весьма мала, поэтому влияние числа Re на величину теоретического напора оказывается незначительным. В качестве примера найдем отношение $H_{\tau}/H_{\tau 0}$ для центробежного насоса при увеличении коэффициента кинематической вязкости в 400 раз, что возможно при переходе от воды к нефтепродуктам. Приняв $\alpha_{\tau} = 0,2$, по (5.7) находим $H_{\tau}/H_{\tau 0} \approx 0,95$. Обычно же число Re изменяется существенно меньше, поэтому можно принимать $H_{\tau} \approx H_{\tau 0}$.

Влияние числа Re и размеров машины на к. п. д. Приближенно оценить влияние числа Re на к. п. д. вне области автомодельности можно, предположив, что потери трения пропорциональны числу $Re^{0,2}$ и, кроме того, известна доля потерь трения от всех потерь. Для этого представим коэффициент потерь $\zeta = 1 - \eta_h$ в виде суммы двух слагаемых:

$$\zeta = \zeta_m + \zeta_{\tau}.$$

Коэффициент местных потерь от числа Re не зависит; коэффициент потерь трения

$$\zeta_{\tau} = \zeta_{\tau 0} (Re_0/Re)^{0,2}.$$

Обозначая долю потерь трения на исходном режиме (при числе Re_0)

$$\alpha = \zeta_{\tau 0} / \zeta_0$$

и учитывая, что

$$\zeta = 1 - \eta_h = \zeta_m + \zeta_{\tau} \quad \text{и} \quad \zeta_{m0} = \zeta_m,$$

получаем формулу, связывающую гидравлические к. п. д. η_h и η_{h0} с числами Re и Re_0 :

$$(1 - \eta_h)/(1 - \eta_{h0}) = 1 + \alpha_0 [(Re_0/Re)^{0,2} - 1],$$

или

$$(1 - \eta_h)/(1 - \eta_{h0}) \approx (Re_0/Re)^{0,2\alpha_0}, \quad (5.8)$$

которая учитывает влияние только числа Re . Практически ею можно пользоваться только в тех случаях, когда известна доля потерь трения α_0 . В аэродинамически совершенных осевых машинах практически все потери можно рассматривать как потери трения, или, точнее говоря, считать потери, зависящие от числа Re . В

центробежных машинах заметную долю составляют потери на удар при входе в спиральную камеру и в самой спиральной камере, которые от числа Re почти не зависят. Поверочные расчеты показывают, что для центробежных вентиляторов с загнутыми вперед лопастями можно принимать $\alpha_0 = 0,4 \div 0,5$, а для насосов и вентиляторов с загнутыми назад лопастями $\alpha_0 = 0,5 \div 0,6$.

Влияние размеров машины на гидравлический к. п. д. обусловлено отчасти изменением относительной шероховатости поверхностей и, кроме того, отступлениями от строгого геометрического подобия. У машины больших размеров зазоры между рабочими лопастями и корпусом могут составлять меньшую долю от высоты лопастей, а относительная толщина рабочих лопастей неизбежно оказывается больше, чем у машин малых размеров. Эти отступления от геометрического подобия приводят к тому, что к. п. д. машины больших размеров оказывается выше даже при сохранении числа Re . На основании испытаний натурных машин и их моделей можно принять, что доля гидравлических потерь зависит от диаметра так же, как и от числа Re , т. е. в общем случае вместо (5.8) можно принять в диапазоне диаметров $0,15 \text{ м} < d_2 < 1,2 \text{ м}$

$$\frac{1 - \eta_h}{1 - \eta_{h0}} = \left(\frac{Re_0}{Re} \cdot \frac{d_0}{d} \right)^{0,2\alpha_0}. \quad (5.9)$$

Зная изменение теоретического напора и гидравлического к. п. д., нетрудно подсчитать изменение напора машины:

$$H/H_0 = (H_t/H_{t0}) \cdot (\eta_h/\eta_{h0}). \quad (5.10)$$

Определить напор центробежных машин трудно в тех случаях, когда исходный режим работы далек по числу Re от области автомодельности. Величину α_0 в этом случае можно приближенно определить следующим образом. Гидравлический к. п. д. машины данного типа в области автомодельности $\eta_{\text{гавт}}$ можно оценить. Так, обычные насосы характеризуются величиной $\eta_{\text{гавт}} = 0,8 \div 0,9$ и для них $\alpha_0 \approx 0,6$. Если η_{h0} заметно меньше $\eta_{\text{гавт}}$, то для определения α_0 вначале следует подсчитать коэффициент местных потерь в области автомодельности

$$\zeta_{\text{навт}} = (1 - \alpha_{\text{авт}})(1 - \eta_{\text{гавт}}) = 0,4(0,1 \div 0,2) = 0,04 \div 0,08,$$

далее найти коэффициент $\zeta_{\text{тро}}$:

$$\begin{aligned} \zeta_{\text{тро}0} &= 1 - \eta_{h0} - \zeta_{\text{м}} = 1 - \eta_{h0} - (0,04 \div 0,08), \\ \alpha_0 &= \zeta_{\text{тро}0} / (1 - \eta_{h0}) = [1 - (0,04 \div 0,08)] / (1 - \eta_{h0}). \end{aligned}$$

Пример 5.3. Найти изменение напора, развиваемого центробежным насосом, при изменении коэффициента кинематической вязкости в 400 раз.

Отношение теоретических напоров мы определили ранее:

$$H_t/H_{t0} = 0,95 \text{ при } \alpha_t = 0,2.$$

Изменение гидравлического к. п. д. найдем по (5.9), приняв $d=d_0$; $\alpha=0,6$ и оценив гидравлический к. п. д. $\eta_{h0}=0,8$:

$$\eta_h = 1 - (1 - 0,8) \cdot 400^{0,12} = 0,59; \quad \eta_h/\eta_{h0} = 0,59/0,8 = 0,74.$$

Отношение напоров определим по (5.10):

$$H/H_0 = 0,95 \cdot 0,74 = 0,7.$$

Интересно сопоставить полученные значения с опытными данными [13], согласно которым увеличение коэффициента ν в 400 раз (от $0,0093 \text{ см}^2/\text{сек}$ до $3,69 \text{ см}^2/\text{сек}$) вызывает на режиме максимального к. п. д. уменьшение напора H_0 от 41 до 28 м. Таким образом, действительное отношение напоров $H/H_0=0,68$ близко к расчетному. Исходный к. п. д. насосов [16] $\eta_0=0,76$ и, следовательно, гидравлический к. п. д. η_h близок к принятому в примере.

Пример 5.4. Найти напор центробежного насоса, перекачивающего нефтепродукты, при уменьшении числа оборотов с 3460 до 2330 об/мин, если $\eta=50\%$ при $n=3460 \text{ об/мин}$; для того же насоса, работающего на чистой воде (в области автомодельности), $\eta \approx 75\%$. Цифры заимствованы из [13], поэтому полученные расчетом данные можно сопоставить с опытными данными.

Примем, что гидравлический к. п. д. насоса на 5% больше эффективного:

$$\eta_{h0} \approx 0,5 + 0,05 = 0,55; \quad \eta_{h\text{авт}} = 0,75 + 0,05 = 0,8.$$

Тогда

$$\zeta_{\text{авт}} = (1 - \alpha_{\text{авт}})(1 - \eta_{h\text{авт}}) = 0,08$$

и

$$\alpha_0 = 1 - 0,08/(1 - \eta_{h0}) = 1 - 0,08/(1 - 0,55) = 0,82.$$

Гидравлический к. п. д. при числе оборотов $n=2330 \text{ об/мин}$ находим по (5.9):

$$\eta_h = 1 - (1 - 0,55) (3460/2330)^{0,2 \cdot 0,82} = 0,518.$$

Ввиду небольшого изменения числа оборотов влиянием H_T на напор можно пренебречь. Тогда с учетом изменения числа оборотов находим

$$H/H_0 = (n/n_0)^2 \eta_h/\eta_{h0} = 0,673^2 \cdot 0,518/0,55 = 0,428.$$

Согласно опытным данным, отношение напоров $H/H_0=0,425$, т. е. весьма близко к расчетному.

Итак, результаты расчетов для центробежных насосов дают близкие к опытными значения. Хорошо согласуются опытные и расчетные данные также при пересчете характеристик центробежных вентиляторов и осевых ступеней. Так, для одной из ступеней осевого компрессора, испытанной С. А. Довжигом [22], уменьшение числа Re от $3 \cdot 10^5$ до 10^5 вызвало снижение к. п. д. с 87,6 до 84,4%. В результате расчета при условии $\alpha_0=1$ получено близкое значение к. п. д. (84,5),

§ 5.3. Безразмерные характеристики насосов и вентиляторов

Как было установлено, при помощи индивидуальной характеристики одного из серии геометрически подобных насосов можно рассчитать характеристики любого насоса той же серии для про-

извольных условий работы (при больших числах Re). Отсюда следует, что все характеристики геометрически подобных машин можно свести к одной безразмерной характеристике, так как, согласно формулам пересчета характеристик геометрически подобных машин, комплексы $P/\rho u_2^2$, H/u_2^2 , $V/u_2 d_2^2$ и $N/\rho u_2^3 d_2^2$ одинаковы у всех подобных машин при условии подобных режимов работы. Следовательно, зависимости

$$\frac{P}{\rho u_2^2} = f_1\left(\frac{V}{u_2 d_2^2}\right) \text{ и } \frac{N}{\rho u_2^3 d_2^2} = f_2\left(\frac{V}{u_2 d_2^2}\right)$$

одинаковы для всех геометрически подобных машин.

Безразмерные параметры $\frac{P}{\rho u_2^2} = \bar{P}$ и $H/u_2^2 = \bar{H}$ уже использовались при расчете вентиляторов и насосов. Напомним, что $\bar{P} = \bar{H}$.

Вместо безразмерного параметра $\frac{V}{u_2 d_2^2}$ обычно используют коэффициент подачи

$$\bar{V} = \frac{4V}{\pi d_2^2 u_2}. \quad (5.11)$$

Для осевых машин коэффициент подачи имеет простой физический смысл: поскольку скорость в трубопроводе

$$c_0 = 4V/\pi d_0^2, \text{ где } d_0 \approx d_2,$$

то, заменяя в (5.11) индекс «2» на «в», получаем

$$\bar{V} = c_0/u_v, \quad (5.12)$$

т. е. коэффициент подачи однозначно определяет состояние треугольников скоростей. Одинаковые коэффициенты подачи у геометрически подобных машин означают подобие треугольников скоростей, т. е. режимов работы машин.

Наряду с коэффициентом подачи $\bar{V}$ в теории осевых машин используют безразмерный коэффициент $\varphi = c_a/u_v$, также называемый коэффициентом подачи. Очевидно, что оба эти коэффициента равноправны, и можно пользоваться любым из них.

Для определения коэффициента мощности воспользуемся выражениями для $\bar{V}$ и $\bar{H}$ и формулой для мощности:

$$N_e = \frac{\rho V H}{1000 \eta_e} = \frac{\rho \pi d_2^2 u_2 \bar{V} u_2^2 \bar{H}}{4 \cdot 1000 \eta_e}.$$

Обозначая по аналогии

$$\bar{N} = \bar{V} \bar{H} / \eta_e, \quad (5.13)$$

получаем для $\bar{N}$ следующее выражение:

$$\bar{N} = \frac{4000 N_e}{\pi \rho d_2^2 u_2^3}. \quad (5.14)$$

По форме безразмерные характеристики ничем не отличаются от размерных и при соответствующем выборе масштабов совпадают с последними. Основное преимущество безразмерных характеристик в том, что они не зависят от геометрических размеров машины, числа оборотов и начальных параметров воздуха (для вентиляторов), и поэтому удобны для практических расчетов, особенно при моделировании машин.

§ 5.4. Удельное число оборотов

Удельным числом оборотов принято называть такое число оборотов машины n_s , геометрически подобной данной, при котором она развивает заданные параметры P_s и V_s на режиме максимального к. п. д. Геометрическое подобие машин и подобие режимов работы позволяет для определения удельного числа оборотов воспользоваться формулами пересчета характеристик (5.1) и (5.3):

$$V_s/V = (n_s/n)(d_s/d)^3; \quad P_s/P = (\rho_s/\rho)(n_s/n)^2(\bar{d}_s/d)^2,$$

где параметры без индекса относятся к любой машине из серии геометрически подобных (на режиме максимального к. п. д.), а с индексом «s» — к машине, развивающей при числе оборотов n_s заданные параметры V_s и P_s . Исключая из последних уравнений отношение диаметров, получаем для удельного числа оборотов следующее выражение:

$$n_s = \left(\frac{P_s}{\rho_s} \right)^{3/4} \frac{1}{V_s^{1/2}} \cdot n V^{1/2} \left(\frac{\rho}{P} \right)^{3/4}. \quad (5.15)$$

Параметры V_s и P_s могут выбираться произвольно. По предложению А. Г. Бычкова (ЦАГИ) их выбирают так, чтобы числовой коэффициент в (5.15) обратился в единицу. Кроме того, для упрощения формулы в расчет вводят приведенное давление:

$$P_0 = P \rho_0 / \rho,$$

полагая $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$. Тогда вместо (5.15) получаем

$$n_s = n V^{1/2} / P_0^{3/4}. \quad (5.16)$$

Удельное число оборотов насосов выражают через напор. Легко убедиться, что в этом случае

$$n_s = 0,88 n V^{1/2} / H^{3/4}. \quad (5.17)$$

Формула (5.17) не совпадает с общепринятой

$$n'_s = 3,65 n V^{1/2} H^{3/4}.$$

однако принципиального значения это не имеет.

Переход от системы единиц MKS к СИ осуществляется по формулам:

$$n_s^{\text{СИ}} = 0,18 n_s^{\text{MKS}} \text{ — для вентиляторов;}$$

$$n_s^{\text{СИ}} = 0,435 n_s^{\text{MKS}} \text{ — для насосов.}$$

Разумеется, принимать формулу (5.17) с числовым коэффициентом необязательно, это непосредственно не связано с системой единиц СИ. Можно выбрать числовой коэффициент таким, чтобы величины удельного числа оборотов машины в системах единиц MKS и СИ совпадали. Однако безусловно целесообразно ввести единое понятие удельного числа оборотов для насосов и вентиляторов.

Смысл введения n_s в том, что это число одинаково для всех геометрически подобных машин, работающих на подобных режимах. Пусть, например, число оборотов исходной машины увеличилось в k раз. Тогда подача возрастет в k , а давление — в k^2 раз. В итоге и числитель, и знаменатель в (5.16) увеличатся в $k^{3/2}$ раз, а n_s не изменится.

Итак, каждая из групп геометрически подобных машин характеризуется вполне определенным значением удельного числа оборотов на режиме максимального к. п. д., что позволяет использовать n_s для классификации машин. А это удобно, так как n_s является связующим звеном между размерными и безразмерными характеристиками машин. Действительно, используя выражения для коэффициента подачи и коэффициента давления, легко получить выражение для n_s :

$$n_s = 14,8 \bar{V}^{1/2} / \bar{P}^{3/4}, \quad (5.18)$$

которое наиболее четко выражает основные свойства удельного числа оборотов; в частности, оно показывает, что n_s не зависит от размеров машины и начальных параметров жидкости.

Когда говорят, что удельное число оборотов машины, например, 17, то имеют в виду значение n_s на режиме максимального к. п. д. Однако с равным правом можно говорить об удельном числе оборотов на частичных режимах работы, т. е. на безразмерных характеристиках серии подобных машин можно построить график зависимости удельного числа оборотов от коэффициента подачи. Значение n_s определяется по (5.18). Такие графики, как показано далее, заметно облегчают расчет машин по методу подобия.

Коэффициент быстроходности. Иногда смешивают понятия удельного числа оборотов и коэффициента быстроходности k_s .

В отличие от n_s , коэффициент быстроходности — безразмерный и вводится на основании теории размерностей. Составим комплекс

$$k_s = V^x H^y n^z$$

и потребуем, чтобы он был безразмерным и, следовательно, одинаковым для всех геометрически подобных машин, режимы работы которых подобны. Подставляя размерности всех трех величин, получаем

$$[k_s] = (м^3/сек)^x (м/сек)^y (1/сек)^z.$$

Следовательно, должны выполняться условия: $3x + 2y = 0$; $-x - 2y - z = 0$. Поскольку один из показателей степени можно выбрать произвольно (два уравнения с тремя неизвестными), примем $z = 1$; тогда $x = 1/2$, $y = -3/4$ и

$$k_s = n \cdot V^{1/2} / H^{3/4}. \quad (5.19)$$

По формуле выражения для k_s и n_s совпадают, но в (5.16) и (5.17) числовой коэффициент имеет размерность [об/мин]. Очевидно, что удельное число оборотов и коэффициент быстроходности равноценны.

§ 5.5. Расчет насосов (вентиляторов) по методу подобия

Постановка задачи. Современные методы расчета насосов и вентиляторов страдают двумя существенными недостатками.

Во-первых, точность расчета машин зависит от того, насколько удачно выбраны коэффициенты потерь (или к. п. д.). Неправильная оценка к. п. д. и неточный учет влияния конечного числа лопастей могут привести к тому, что действительный напор будет отличаться от расчетного на (5÷10) %. Кроме того, может оказаться, что расчетный режим работы не совпадает с режимом максимального к. п. д.

Во-вторых, и это главное, некоторые важные размеры, существенно влияющие на к. п. д. машины, невозможно определить расчетным путем. Оптимальную форму и размеры «языка» спиральной камеры, ширину рабочих лопастей, угол атаки и т. д. можно выбрать только опытным путем. Другими словами, высокоэкономичный насос или вентилятор можно создать только в результате более или менее продолжительной доводки, в процессе которой варьируются ширина лопастей, входной угол лопастей и другие важные геометрические характеристики.

Поэтому в ответственных случаях при проектировании машин вначале рассчитывают модель и экспериментально находят оптимальные размеры. Доводка небольшой модели ($d_2 \leq 400 \div 500$ мм) обходится значительно дешевле, чем доводка натурной машины. Безразмерные характеристики модели кладутся в осно-

ву расчета натурной машины. Однако каждый раз создавать модель машины нет необходимости, ибо в настоящее время разработано большое количество высокоэффективных насосов и вентиляторов, которые могут служить «моделью». В большинстве случаев задача сводится к выбору подходящей «модели».

Условия точного моделирования. Характеристики машины, в том числе и параметры работы на расчетном режиме работы, можно определить с достаточной точностью по безразмерным характеристикам модели только при выполнении двух основных условий:

а) насос и его модель должны быть геометрически подобны. В условия геометрического подобия включается также требование одинаковой относительной шероховатости поверхностей. Практически полное геометрическое подобие не удастся сохранить, да в этом и нет большой необходимости. При моделировании сохраняется геометрическое подобие «в основном»: сохраняются отношение диаметров $m = d_2/d_1$, входные и выходные углы лопастей и их число, относительная ширина лопастей и др. При изменении размеров обычно сохраняется абсолютная шероховатость поверхности и, следовательно, относительная шероховатость изменяется обратно пропорционально размерам машины. Невозможно сохранить подобие по толщине рабочих лопастей: в литых рабочих колесах относительная толщина лопастей машин малых размеров будет всегда больше, чем в колесах больших машин. Относительные зазоры в уплотнениях крупных машин могут быть меньше, чем в малых машинах. Когда говорят, что машина подобна модели, то при этом имеют в виду сохранение подобия «в основном». Обычно машина имеет большие размеры, чем модель, и отступления от геометрического подобия, как правило, сказываются благоприятно на ее характеристиках; к. п. д. у натурной машины оказывается выше, чем у модели. Но точно определить напор натурной машины не представляется возможным. Однако, как уже отмечалось, ошибку можно оценить, и она невелика;

б) числа Re у натурной и модельной машин должны быть одинаковы. Практически это требование также не всегда можно выполнить, так как нужно существенно увеличивать число оборотов модели, что практически сделать трудно.

Итак, условия точного моделирования трудно осуществить и поэтому обычно они не выполняются. В итоге безразмерные характеристики модельной и натурной машин несколько отличаются (рис. 5.9).

Представление о влиянии числа Re и размеров машины на к. п. д. осевой ступени дает рис. 5.10. Обе кривые определяют зависимость гидравлического к. п. д. от числа Re . Однако в одном случае предполагается постоянной окружной скоростью, следовательно, изменение числа Re вызвано изменением размеров машины (сплошная кривая). В другом случае число Re изменяется

вследствие изменения числа оборотов; размеры машины остаются неизменными (штриховая кривая). При $Re/Re_m=5$ увеличение числа оборотов (в 5 раз) вызывает возрастание к. п. д. на 3%, а увеличение размеров машины (также в 5 раз) приводит к возрастанию к. п. д. примерно на 5%.

Расчет насосов и вентиляторов по методу подобия обычно производится для упрощения без учета влияния числа Re . При этом обеспечивается небольшой запас по давлению, поскольку

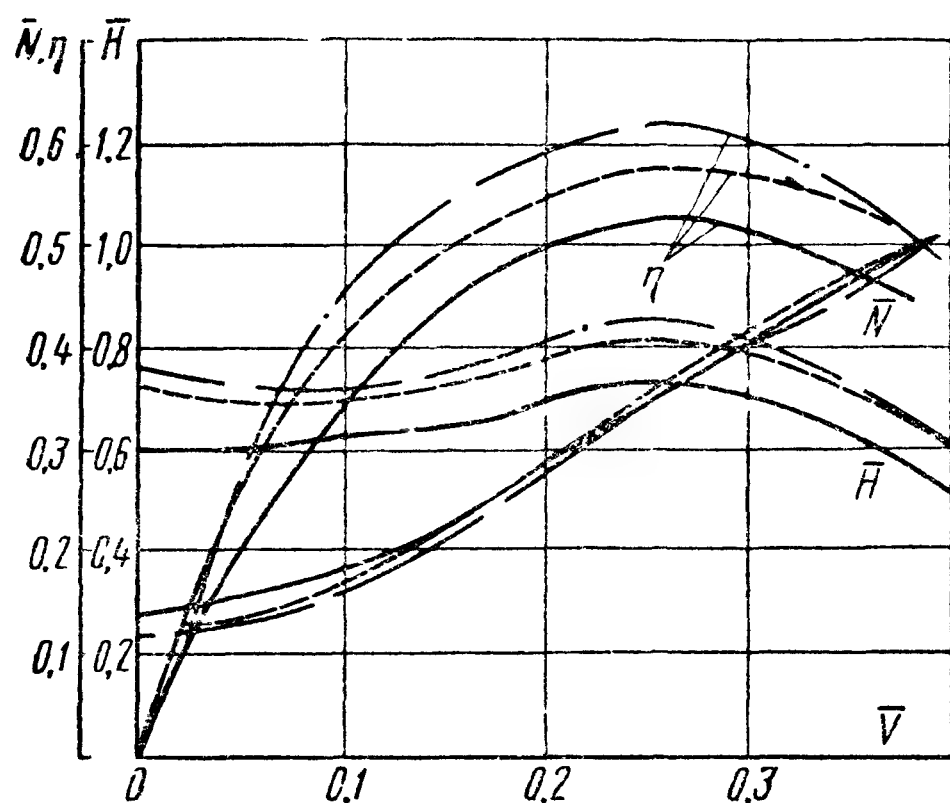


Рис. 5.9. Характеристики моделей насоса Д-190:

— $d_2=0,2$ м; $n=1100$ об/мин;
 --- $d_2=0,4$ м; $n=1100$ об/мин;
 -.- $d_2=0,6$ м; $n=750$ об/мин

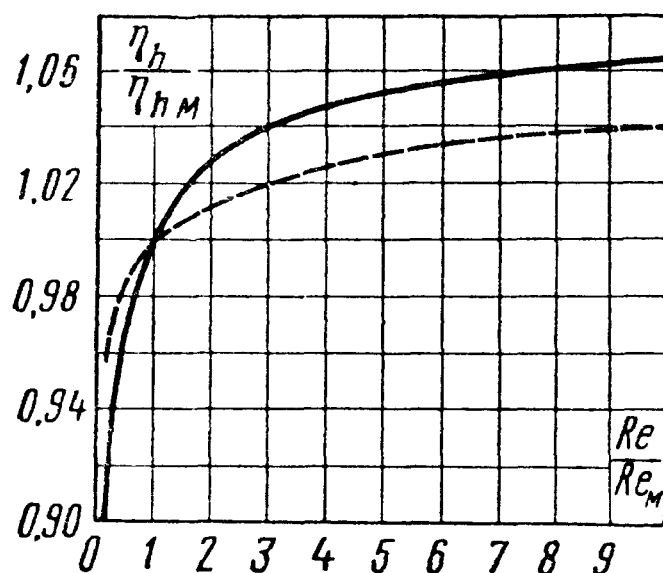


Рис. 5.10. Характер зависимости гидравлического к. п. д. осевой машины от числа Re для $\eta_m=0,9$

размеры натурной машины больше размеров модели. Такой расчет сводится к следующему.

По (5.16) или (5.17) вычисляют отношение n/n_s :

$$n/n_s = P_0^{3/4} / V^{1/2}, \text{ или } n/n_s = 1/0,88 H^{3/4} / V^{1/2}.$$

Далее выбирают подходящую модель соответствующего типа с удельным числом оборотов на расчетном режиме n_s и вычисляют число оборотов натурной машины:

$$n = n_s / (n_s / n).$$

Затем принимают ближайшее возможное число оборотов (по каталогу двигателей) n' , уточняют величину удельного числа оборотов:

$$n'_s = n' (n_s / n)$$

и по характеристикам модели определяют к. п. д. при найденном значении n'_s . Если к. п. д. значительно меньше максимального

(например, на 5%), необходимо выбрать другую модель. По n_s' и характеристикам модели находят соответствующие значения $\bar{V}$, $\bar{H}$ и η и далее вычисляют

$$u_2 = \sqrt{H/\bar{H}}, \text{ или } u_2 = \sqrt{P/(\rho \bar{P})} \text{ и } d_2 = \sqrt[3]{u_2/(\pi n)}.$$

Теперь, располагая аэродинамической схемой модели, легко определить все размеры натурной машины, поскольку масштаб известен. Если, как обычно, размеры модели даны в процентах от диаметра рабочего колеса d_2 , то в этом случае размеры находятся по очевидной формуле:

$$l = \bar{l} d_2 / 100,$$

где $\bar{l}$ — какой-либо относительный размер; l — соответствующий действительный размер натурной машины.

Если размеры натурной машины и модели значительно различаются, то необходим расчет по второму приближению. Найдя число оборотов и диаметр d_2 в первом приближении (без учета Re), следует уточнить коэффициент напора $\bar{H}$ и удельное число оборотов машины:

$$\bar{H} = \bar{H}_m (\eta_h / \eta_{hm}) (\bar{H}_1 / \bar{H}_{1m}); \quad n_s = 14,8 \bar{V}^{1/2} / \bar{H}^{3/4}.$$

Отношение η_h / η_{hm} определяется по (5.9). После этого расчет повторяется.

Очевидно, что для обеспечения высокого к. п. д. машины нужно располагать достаточным количеством моделей, отличающихся величиной удельного числа оборотов на режиме максимального к. п. д. Кроме того, модели должны быть соответствующего типа согласно назначению машины.

Пример 5.5. Рассчитать методом подобия циркуляционный насос на следующие условия работы: подача $V=2 \text{ м}^3/\text{сек}$; напор $H=550 \text{ Дж/кг}$, выбрав в качестве модели насос 48Д22, обычные и безразмерные характеристики которого представлены соответственно на рис. 5.11, а, б.

Выбираем на характеристиках модели режим максимального к. п. д., для которого $n_s=11,5 \text{ об/мин}$, и подсчитываем необходимое число оборотов

$$n = (n_{s0},88) (H^{3/4} / V^{1/2}) = (11,5/0,88) (550^{3/4} / 2^{1/2}) = 1110 \text{ об/мин}.$$

Принимаем двигатель с числом оборотов $n'=970 \text{ об/мин}$. Тогда действительное удельное число оборотов

$$n_s' = 0,88 n' V^{1/2} / H^{3/4} \text{ или } n_s' = n_s n' / n = 11,5 \cdot 970 / 1110 = 10,1 \text{ об/мин}.$$

Найденному значению n_s' по характеристикам модели соответствуют следующие безразмерные параметры: $\bar{V}=0,134$; $\bar{H}=0,44$ и $\eta=0,84$. Поскольку снижение к. п. д., по сравнению с максимальной его величиной ($\eta_{\max}=0,88$), составляет 4% (абсолютных), что является допустимым, найденный режим работы можно принять.

Необходимая окружная скорость

$$u_2 = \sqrt{H/\bar{H}} = \sqrt{550/0,44} = 35,3 \text{ м/сек}.$$

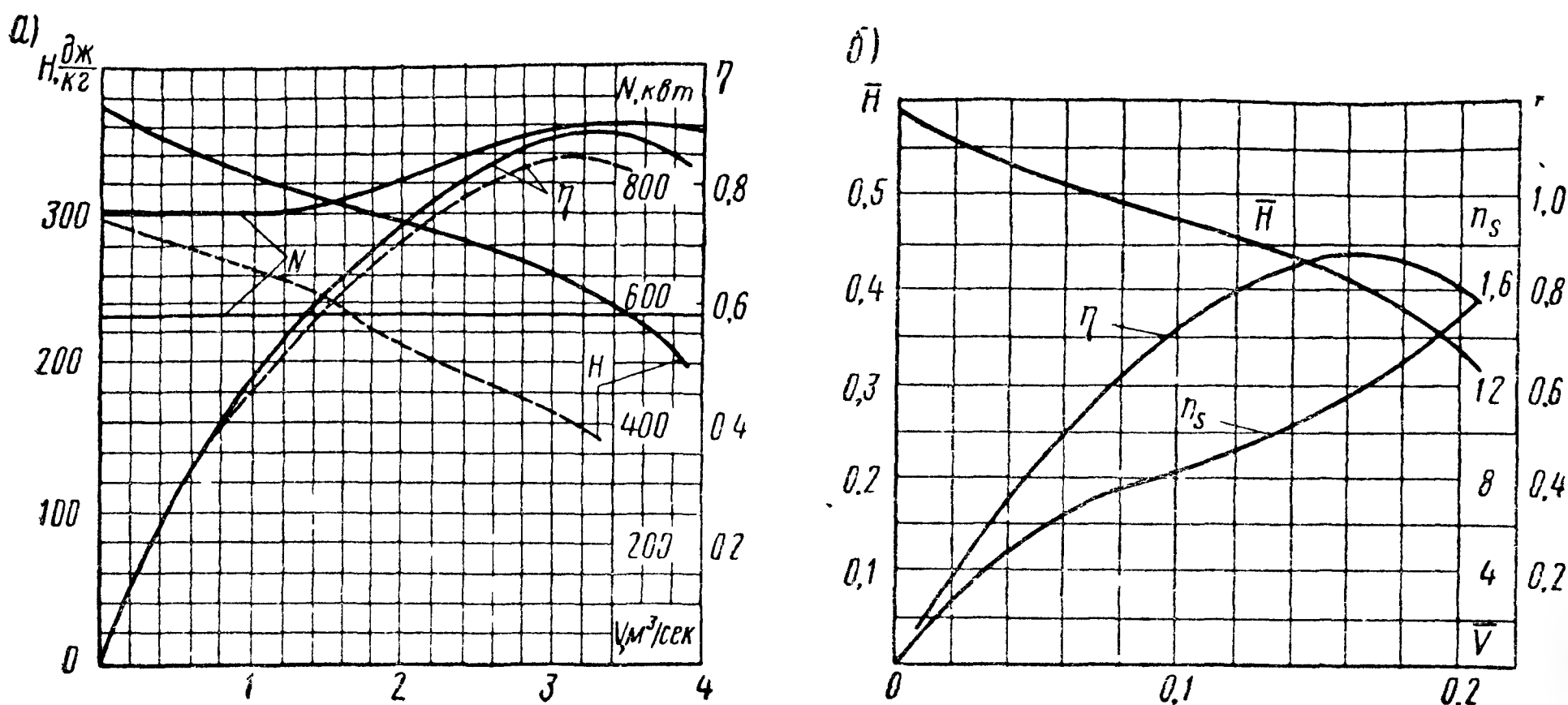


Рис. 5.11. Обычные и безразмерные характеристики циркуляционного насоса 48Д22

Диаметр рабочего колеса:

$$d_2 = 60u_2/(\pi n) = 60 \cdot 35,3/(\pi \cdot 970) = 0,697 \text{ м.}$$

Масштаб моделирования:

$$\alpha = d_2/d_{2м} = 0,697/0,985 = 0,707.$$

Так как размеры натурального и модельного насосов отличаются незначительно и, кроме того, весьма велики, то учитывать влияние масштаба и числа Re на характеристики насоса не нужно.

Глава шестая

РАБОТА НАСОСОВ (ВЕНТИЛЯТОРОВ) НА СЕТЬ

§ 6.1. Работа одного насоса (вентилятора) на сеть

Характеристика машины определяет всю совокупность возможных режимов работы машины. Параметры работы машины определяются не только ее характеристикой, но и характеристикой сети, на которую машина работает. При установившемся течении (неизменном во времени) насос подает то количество жидкости, которому соответствует равенство напора машины и сопротивления сети.

В § 1.3 отмечалось, что характеристика сети — это зависимость сопротивления сети

$$H_c = (p_b - p_a)/\rho + (c_b^2 - c_a^2)/2 + gz + \Delta H_c$$

(где ΔH_c — гидравлические потери в сети) от расхода через нее,

и в большинстве случаев характеристика сети близка к параболе [см. (1.22)].

Очевидно, что для определения подачи в заданных условиях работы необходимо построить характеристики машины $H—V$ и сети $H_c—V$ и найти точку их пересечения (точка A , рис. 6.1, a).

Выбор параметров работы машины. Для выбора машин по каталогам необходимо возможно более точное определение сопротивления сети, так как от него зависит напор машины. Неточность в определении H_c приводит к изменению подачи машины. Так, если при расчетных параметрах $H_p = H_{c.p}$ и V_p действи-

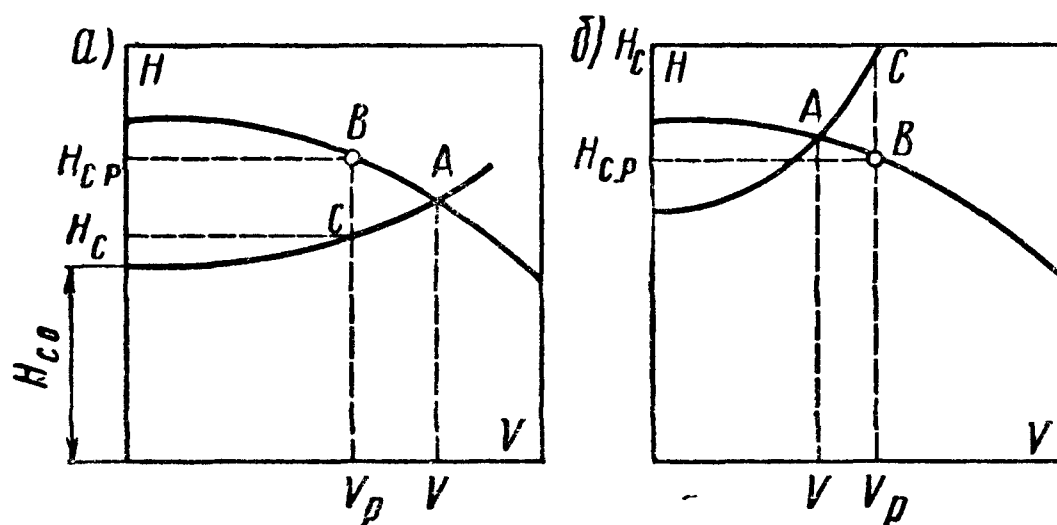


Рис. 6.1. Характерные случаи совместной работы насоса и сети

тельное сопротивление сети $H_c < H_{c.p}$, то вместо точки B характеристики пересекутся в точке A , и действительная подача V окажется больше расчетной (см. рис. 6.1, a). Наоборот, заниженное расчетное сопротивление сети ($H_c > H_{c.p}$) приводит к уменьшению подачи, по сравнению с расчетной величиной (рис. 6.1, $б$). А так как регулирующие органы обычно позволяют только уменьшать подачу, то при выборе машин по каталогам предпочитают несколько завышать сопротивление сети и, следовательно, необходимый напор машины. Но запас по напору и подаче должен быть минимальным, поскольку значительное снижение подачи регулирующими органами всегда связано со снижением к. п. д. установки. Так, согласно [23], коэффициенты запаса вентиляторов и дымососов должны приниматься по подаче — 5%, по напору — 10%. Значит, если расчетные параметры работы вентилятора или дымососа составляют V_p и H_p , то машину следует выбирать на параметры $V = 1,05 V_p$; $H = 1,1 H_p$.

Рекомендуемый запас учитывает как возможную неточность определения расчетных параметров V_p и H_p , так и отклонения характеристик машин вследствие неточности их изготовления.

Экономичность установки зависит не только от к. п. д. машины и сопротивления сети, но и от плотности сети. Неплотности приводят к утечкам жидкости из сети (или подсосу воздуха в газовый тракт дымососа), что вызывает перерасход мощности [2].

§ 6.2. Максимальная высота всасывания насоса. Явление кавитации

Максимальная высота всасывания. Высотой всасывания для горизонтального насоса называют разность геометрических высот оси насоса и уровня жидкости в приемном резервуаре (см. рис. 1.3). Для вертикального насоса под z_s подразумевают расстояние от уровня жидкости в приемном резервуаре до входных кромок рабочих лопастей.

Максимальная высота всасывания $z_{s\max}$ определяется из условия отсутствия вскипания жидкости

$$p_{\min} > p_{\text{нас}},$$

где $p_{\min}$ — максимальное давление на рабочих лопастях вблизи входных кромок; $p_{\text{нас}}$ — давление насыщения.

Если это условие не выполняется, возникает явление кавитации.

Давление $p_{\min}$ определяем по формуле, аналогичной (2.34), с той лишь разницей, что начальное сечение берем на уровне жидкости в приемном резервуаре;

$$p_{\min} = p_a - \Delta p_{\text{вс}} - \rho c_1^2/2 - \lambda \rho \omega_1^2/2 - g\rho(z_s + d_{1в}/2). \quad (6.1)$$

Здесь $\Delta p_{\text{вс}}$ — потери давления во всасывающей линии, а $c_a \approx 0$.

В общем случае скорость c_1 может изменяться вдоль входной кромки; это обстоятельство учитываем, переходя к средней скорости $c_{1ср}$ и вводя множитель $n_k > 1$:

$$\rho c_1^2/2 = n_k \rho c_{1ср}^2/2.$$

Коэффициент n_k изменяется в пределах $n_k = 1 \div 1.2$. Заметим, что при определении входного диаметра рабочего колеса насоса было принято $n_k = 1$.

Сумму

$$z_n = z_s + d_{1в}/2 + \Delta p_{\text{вс}}/(\rho g)$$

принято называть *полной высотой всасывания*, выражение

$$\Delta H_{s\max} = n_k c_{1ср}^2/2 + \lambda_k \omega_1^2/2, \quad (6.2)$$

определяющее снижение давления вследствие возрастания скоростей, называют *максимальным динамическим падением напора*, а величину

$$H_p = (p_a - p_{\text{нас}})/\rho$$

называют *располагаемым напором*.

Учитывая принятые выражения и заменяя в (6.1) $p_{\min} = p_{\text{нас}}$, получаем

$$gz_n^{\max} = H_p - \Delta H_{s\max}. \quad (6.3)$$

Итак, полная максимальная высота всасывания определяется разностью между располагаемым напором и максимальным динамическим падением напора.

Если насос подает горячую воду с температурой, близкой к температуре насыщения, то максимальная высота всасывания $z_{\text{п}}^{\text{max}}$ может оказаться величиной отрицательной, поскольку в этом случае $H_p \approx 0$. Физически это означает, что насос должен быть расположен ниже уровня жидкости в приемном резервуаре. Отрицательную высоту всасывания ($-z_s$) принято называть подпором. Например, с подпором работают конденсатные и питательные насосы тепловых электрических станций, подающие конденсат с температурой, весьма близкой к температуре насыщения.

Допустимую полную высоту всасывания $z_{\text{п}}^{\text{доп}}$ принимают меньше максимальной в целях обеспечения надежной работы насосов [24]:

$$gz_{\text{п}}^{\text{доп}} = H_p - \varphi \Delta H_{s \text{ max}}. \quad (6.4)$$

Коэффициент запаса выбирается в пределах $\varphi = 1,2 \div 1,4$.

Определение максимального динамического падения напора $\Delta H_{s \text{ max}}$. Для определения допустимой высоты всасывания необходимо знать величину максимального динамического падения напора. Принципиально $\Delta H_{s \text{ max}}$ можно рассчитать по (6.2), однако здесь возникают затруднения при определении коэффициента кавитации λ_k . В области расчетных режимов работы, как уже указывалось, $\lambda_k = 0,3 \div 0,4$.

Теоретически определить λ_k можно только при условии безотрывного обтекания профилей; в действительности при значительном отклонении режима работы от расчетного в области входной кромки наблюдается отрыв потока. Поэтому теоретические и опытные значения λ_k на нерасчетных режимах не совпадают. Так, при уменьшении подачи по теории $\Delta H_{s \text{ max}}$ должно резко возрастать вследствие увеличения λ_k . Однако по опытным данным уменьшение подачи вызывает уменьшение $\Delta H_{s \text{ max}}$, так как при увеличении угла атаки происходит отрыв потока с входной кромки лопастей, в результате чего коэффициент λ_k уменьшается.

Итак, единственным надежным способом определения $\Delta H_{s \text{ max}}$ являются испытания. Подробнее этот вопрос рассматривается в § 8.1, а здесь лишь отметим важную роль формулы (6.2), которая позволяет перенести результаты испытаний данного насоса при одном числе оборотов на всю серию геометрически подобных насосов. Действительно, если режимы работы двух геометрически подобных насосов подобны, то коэффициенты n_k и λ_k у них одинаковы (ибо подобны треугольники скоростей); из (6.2) следует, что в этом случае

$$\frac{\Delta H'_{s \text{ max}}}{\Delta H_{s \text{ max}}} = \left(\frac{u'_1}{u_1} \right)^2 = \left(\frac{n'}{n} \cdot \frac{d'}{d} \right)^2. \quad (6.5)$$

Формула (6.5) позволяет определять $\Delta H_{s\max}$ для данного насоса при изменении числа оборотов или геометрически подобно-го насоса для подобных режимов работы.

Формула С. С. Руднева. Пользоваться (6.2) при проведении практических расчетов неудобно, поскольку она не устанавливает прямой зависимости между $\Delta H_{s\max}$, подачей и числом оборотов насоса. Для приведения (6.2) к более удобному виду перепишем ее так:

$$\Delta H_{s\max} = k_0^2 n_K (1 + \lambda_K / \sin^2 \beta_1) c_0^2 / 2 = a c_0^2 / 2,$$

где $k_0 = c_{1\text{ср}} / c_0$; $a = k_0^2 n_K (1 + \lambda_K / \sin^2 \beta_1)$. Заметим, что в области расчетных режимов работы обычным значениям коэффициентов n_K и λ_K и $k_0 = 1,05 \div 0,95$ соответствует $a = 3,0 \div 6,8$ (для $\beta_1 = 18 \div 20^\circ$).

Учитывая, что $c_0 = 4V_1 / \pi d_0^2 \mu_{v0}$ и $\mu_{v0} \approx 1$, а также используя (2.35), после подстановок получаем

$$\Delta H_{s\max} = \frac{81}{\pi^2 R_H^4} n^{4/3} V_1^{2/3},$$

или

$$\Delta H_{s\max} = 10 (n \sqrt{V_1 / C}), \quad (6.6)$$

здесь

$$C = \left(\frac{5\pi^2}{4a} \right)^{3/4} R_H^3.$$

В области расчетных режимов работы $C = 100 \div 270$ (принято $R_H = 4 \div 4,5$).

Формула (6.6) предложена С. С. Рудневым [25] и носит его имя. Согласно опытным данным, $C = 110 \div 125$ — для насосов, плохих в кавитационном отношении; $C = 145 \div 180$ — для обычных насосов; $C = 180 \div 270$ — для насосов с хорошими кавитационными качествами.

Итак, формула С. С. Руднева эквивалентна (6.2) и для расчетных режимов работы дает те же значения коэффициента C . Очевидно, что коэффициент C одинаков для всех геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах работы. Постоянную C принято называть кавитационным коэффициентом быстроходности по аналогии с коэффициентом быстроходности k_s . Действительно, если решить (6.6) относительно C , то получим выражение

$$C = 5,62 n V_1^{1/2} / \Delta H_{s\max},$$

аналогичное (5.19) для определения k_s .

Пути увеличения кавитационного коэффициента быстроходности. Прежде всего установим максимально достижимое значение кавитационного коэффициента быстроходности $C_{\max}$. При-

няв $k_0=1$, т. е. $c_1=c_0$; $n_k=1$; $\lambda_k=0$ и $R_{\text{н}}=4,5$, находим $a_{\text{min}}=1$ и $C_{\text{max}}=600$. Здесь необходимо оговорить, что путем уменьшения k_0 и увеличения $R_{\text{н}}$ можно еще больше увеличить C_{max} ; найденное значение C_{max} соответствует насосам с высоким к. п. д.

Путей увеличения C_{max} несколько.

1. Прежде всего необходимо так профилировать входной патрубок и поворотный участок перед колесом, чтобы обеспечить возможно более равномерное поле скоростей c_1 . Это мероприятие позволяет получить минимально возможное значение коэффициента λ_k .

2. Значительное распространение получили рабочие колеса с увеличенной шириной лопастей на входе (рис. 6.2). В таких

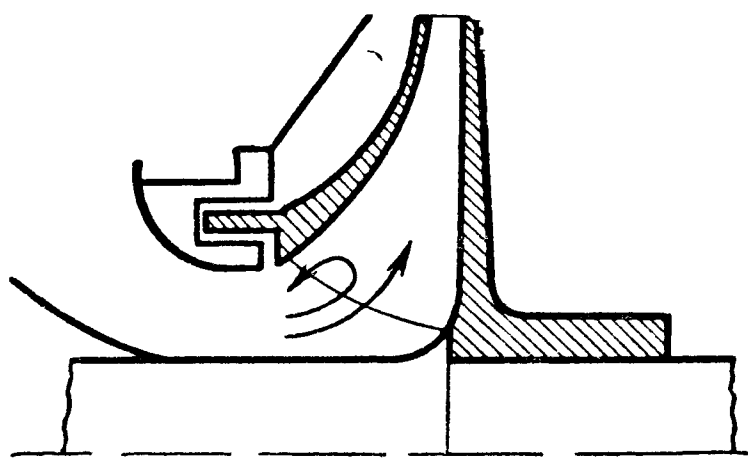


Рис 6.2 Рабочее колесо с увеличенной шириной лопастей

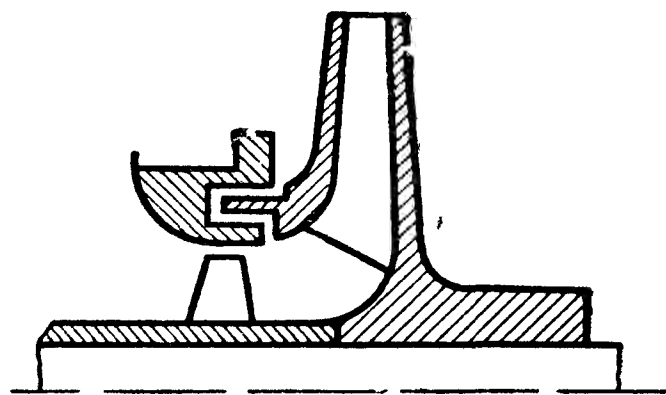


Рис. 6.3. Насос с предвключенным осевым колесом

колесах $c_1 < c_0$ и $k_0 < 1$, что вызывает уменьшение коэффициента λ_k и, как следствие, увеличение C_{max} до $220 \div 270$, но ценою небольшого снижения к. п. д. В связи с этим следует также отметить, что в широких колесах появляются обратные токи (см. рис. 6.2), вызывающие увеличение давления p_{1b} и, следовательно, дополнительное возрастание C_{max} . Одновременно они приводят к увеличению гидравлических потерь в рабочем колесе.

3. Еще большее увеличение C_{max} достигается в колесах с вихревым отрывом от поверхности лопастей. Кроме увеличенной ширины лопастей, в таких колесах заостренные входные кромки рабочих лопастей вызывают отрыв потока даже на расчетном режиме работы. Существенное увеличение C_{max} (до $360 \div 450$) достигается главным образом за счет уменьшения λ_k почти до нуля. Следует, однако, отметить, что в рабочих колесах с вихревым отрывом используются не все возможности, так как перед рабочим колесом с широкими лопастями возникает значительная неравномерность поля скоростей и соответственно увеличивается коэффициент n_k .

4. Наибольшее увеличение кавитационного коэффициента быстроходности удалось достичь в насосах с предвключенным осевым рабочим колесом (рис. 6.3). Перед рабочим колесом центробежного насоса на валу закрепляется колесо осевого типа — *шнековый насос*, который имеет малое число лопастей

(1÷3) со спиральной винтовой поверхностью (рис. 6.4, а). В развертке цилиндрического сечения (рис. 6.4, б) лопастей получаются прямые пластинки. Вследствие малой нагрузки лопастей $\lambda_k = 0,03 \div 0,06$, а $C_{\max} = 630 \div 720$, по опытам В. И. Думова [26]. Столь высокие значения $C_{\max}$ достигаются за счет не только снижения λ_k , но и увеличения диаметра d_1 (увеличения коэффициента R_n до 5÷6). Согласно опытам, оптимальный относительный шаг на среднем диаметре $t_{\text{ср}} = 0,5 \div 0,65$, а оптимальный угол атаки $i_{\text{от}} = (2 \div 6)^\circ$.

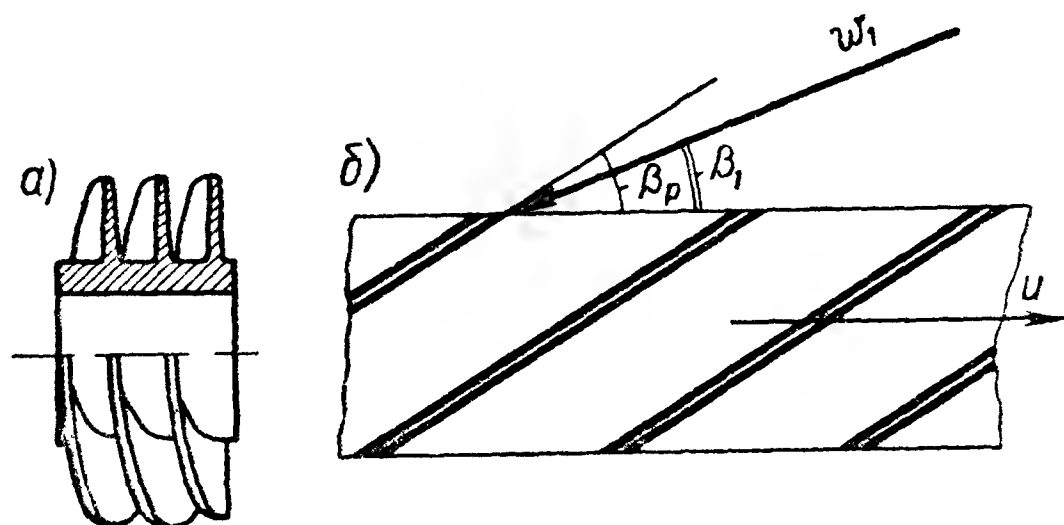


Рис. 6.4. Шнековый насос

Из (6.5) следует, что уменьшение динамического падения напора $\Delta H_{s\max}$ достигается, кроме увеличения $C_{\max}$, также путем уменьшения числа оборотов n . В одноступенчатых насосах можно уменьшить число оборотов путем увеличения отношения диаметров $m = d_2/d_1$. Эффективным средством уменьшения n является также увеличение числа ступеней насоса.

Пример 6.1. Найти допустимую высоту всасывания (необходимый подпор) конденсатного насоса с диаметром рабочего колеса $d_1 = 0,2$ м, подающего $0,05$ м³/сек при $n = 1450$ об/мин. Потери напора во всасывающей линии $\Delta H_{\text{вс}} = 5$ Дж/кг.

Полагая температуру конденсата близкой к температуре насыщения ($p_{\text{нас}} \approx p_a$), получим располагаемый напор

$$H_p = (p_a - p_{\text{нас}})/\rho = 0.$$

Далее находим динамическое падение напора, принимая $C = 400$, что соответствует рабочему колесу с вихревым отрывом:

$$\Delta H_{s\max} = 10 / (n \sqrt{V}/C)^{4/3} = 10 (1450 \cdot \sqrt{0,05}/400)^{4/3} = 7,6 \text{ Дж/кг}.$$

Допустимую полную высоту всасывания находим по (6.4), принимая коэффициент запаса $\varphi = 1,3$:

$$z_{\text{п}}^{\text{доп}} = (H_p - \varphi \Delta H_{s\max})/g = -1,3 \cdot 7,6/9,8 = -1 \text{ м}.$$

Допустимая высота всасывания, согласно (6.1),

$$z_s^{\text{доп}} = z_{\text{п}}^{\text{доп}} - d_{1\text{в}}/2 - \Delta H_{\text{вс}}/g = -1 - 0,2/2 - 5/9,8 = -1,6 \text{ м}.$$

Итак, конденсатный насос должен быть расположен на 1,6 м ниже уровня конденсата в конденсаторе.

Явление кавитации. Если действительная высота всасывания превосходит максимальную допустимую высоту всасывания, то в насосах возникает кавитация, в результате чего разрушаются поверхности рабочих лопастей и, в конечном итоге, насос выходит из строя.

Сущность явления кавитации заключается в следующем. При условии $p_{\min} < p_{\text{нас}}$ вблизи поверхности лопастей жидкость вскипает. Образующиеся пузырьки пара увлекаются жидкостью

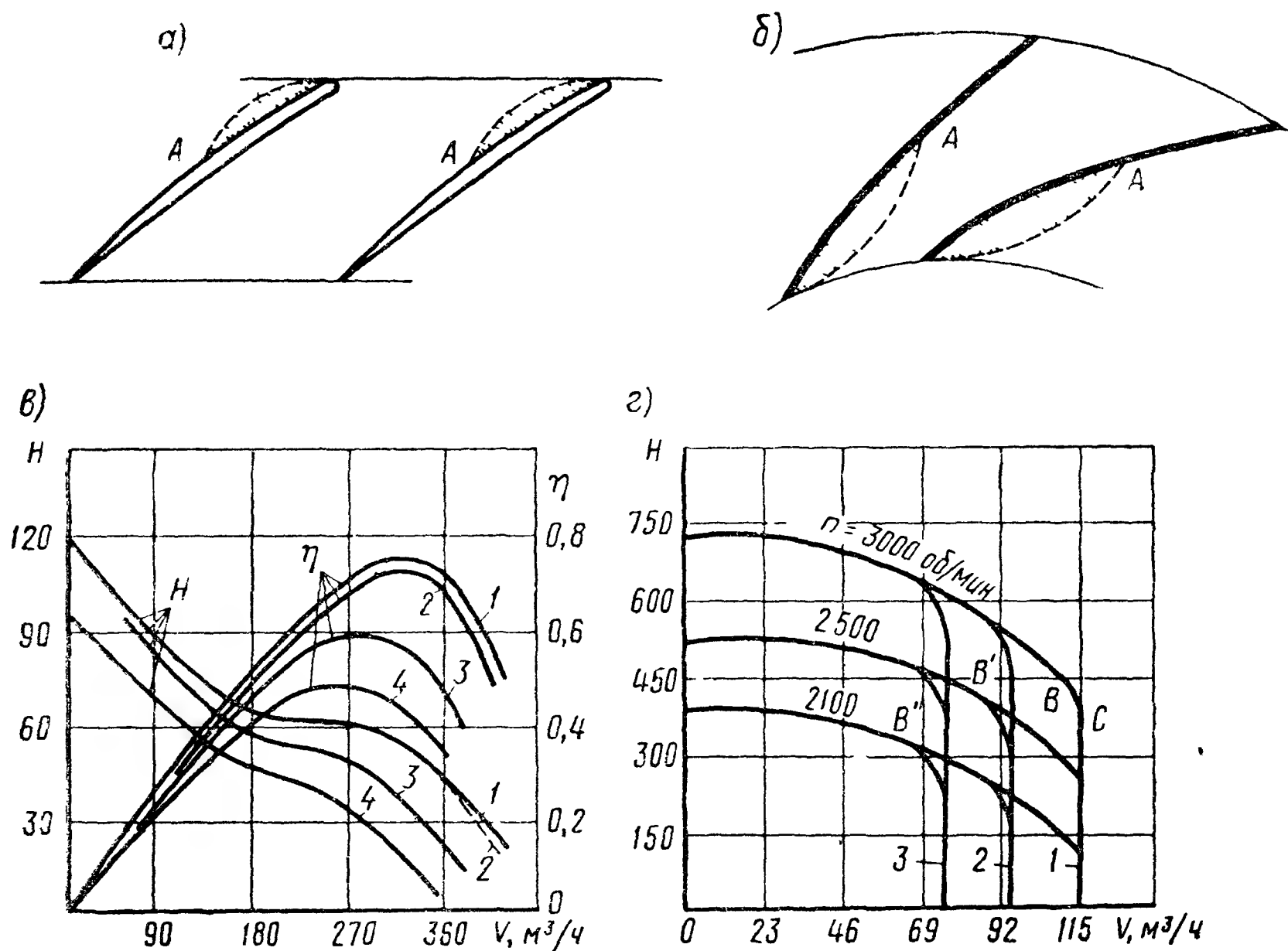


Рис. 6.5. Течение около профилей и характеристики насосов в условиях кавитации

вдоль лопастей в область повышенного давления, где переохлаждаются и почти мгновенно конденсируются. В объем, занятый первоначально паром, устремляется жидкость, и если пузырек пара находился вблизи поверхности лопасти, он ударяется об нее. Скорость жидкости оказывается столь большой, что давление на поверхности лопастей может достигать нескольких сотен атмосфер. Следствием удара является эрозия поверхности лопастей на границе области, занятой пузырьками пара и называемой каверной (отсюда и название явления — «кавитация»). Одновременно вода вместе с растворенным в ней воздухом попадает в образующиеся трещинки на поверхности лопастей. Кислород воздуха вызывает коррозию, причем процесс разрушения идет довольно быстро. Течение в условиях кавитации схематически показано на рис. 6.5, а — для рабочих лопастей осевого и на

рис. 6.6, б — центробежного насоса. Границы каверн показаны пунктирными линиями. В точках А на границах наблюдается наибольшее разрушение лопастей. В осевых машинах каверны занимают сравнительно небольшую долю межлопастных каналов, а в центробежных с большим отношением диаметров m она может занимать весь входной участок межлопастного канала (виду большой густоты решеток). Это различие сказывается и на форме характеристик. Возникновение кавитации в осевом насосе не вызывает резкого изменения характеристик. Увеличение высоты всасывания приводит к постепенному снижению напора и к. п. д. (соответственно сплошные и пунктирные линии на рис. 6.5, в, где 1 — при $z_s=0,8$ м; 2 — при $z_s=3,4$ м; 3 — при $z_s=5,9$ м; 4 — $z_s=6,9$ м). В некоторых случаях при слабо развитой кавитации напор (а иногда и к. п. д.) возрастает. Так, кривая напора 2 проходит несколько выше кривой 1, при которой явление кавитации отсутствует. Это явление легко объясняется тем, что каверна вместе с профилем образует как бы новый профиль большей толщины и поэтому более высоконапорный.

Иначе выглядят характеристики центробежных насосов с большим отношением диаметров. Примерные характеристики такого насоса при различных числах оборотов и высотах всасывания (1 — при $z_s=6$ м; 2 — при $z_s=7,1$ м; 3 — при $z_s=7,9$ м) показаны на рис. 6.7, г. О начале кавитации можно судить по небольшому излому на характеристиках (точки В, В', В''). При дальнейшем увеличении подачи каверна занимает весь входной участок межлопастных каналов, и увеличение подачи становится невозможным. Кривые напора и к. п. д. заканчиваются почти вертикальными участками.

На рис. 6.5, а, б представлены характеристики насосов для двух крайних случаев. Центробежные насосы с малым отношением диаметров имеют характеристики промежуточного типа.

Во всех случаях момент начала кавитации легко обнаруживается на характеристиках насоса. Этим пользуются на практике для определения допустимой высоты всасывания. Обычно испытания машин проводят на специальных стендах, позволяющих изменять высоту всасывания без изменения режима работы насоса (т. е. без изменения характеристики сети). С увеличением высота всасывания подача, напор и к. п. д. сперва остаются неизменными. О возникновении кавитации судят по началу изменения параметров работы насоса при увеличении высоты всасывания.

§ 6.3. Устойчивость работы насосов и вентиляторов. Помпаж

Во время работы насосов и вентиляторов возникают возмущения в виде колебаний числа оборотов или изменения сопротивления сети, выводящие систему машина — сеть из равнове-

сия. Поскольку результатом таких возмущений может быть неустойчивая работа насоса или вентилятора, необходимо исследовать систему на устойчивость, которая зависит от формы характеристики машины $H - V$ и от свойств сети. С точки зрения устойчивости, сеть характеризуется аккумулярующей способностью и возникающими при неуставившихся режимах силами инерции.

Аккумулярующая способность сети определяется возможностью накапливать в сети избыточную (по сравнению с установившимся течением) массу жидкости. Если в заполненной несжимаемой жидкости сети отсутствуют воздушные или паровые пространства, то она не обладает аккумулярующей способностью. Но если в сети имеются емкости с воздушным или паровым пространством, то она будет обладать аккумулярующей способностью, так как при изменении давления будет изменяться занятый воздухом или паром объем. Аккумулярующая способность воздухо-газопроводов зависит, кроме их объема, от возможного в процессе пульсаций изменения плотности рабочего тела. При очень малых развиваемых давлениях оно пренебрежимо мало, и сеть можно считать не обладающей аккумулярующей способностью. Однако при больших развиваемых давлениях (особенно в компрессорах) аккумулярующая способность сети может быть значительной, и ее приходится учитывать.

Аккумулярующая способность сети обуславливает то обстоятельство, что при неуставившихся режимах работы расход жидкости через сеть отличается от подачи машины.

Чтобы упростить исследование устойчивости работы насосов и вентиляторов, ограничимся двумя предельными случаями характеристик сети: 1) сеть с малой аккумулярующей способностью; 2) сеть с малыми силами инерции и большой аккумулярующей способностью. Реальные случаи занимают промежуточное положение.

1. Легко доказать, что при малой *аккумулярующей способности* сети вся характеристика насоса определяет область устойчивой работы, если эта характеристика пересекается характеристикой сети только в одной точке. Пусть при совместной работе насоса в сети режим работы находится в точке A (рис. 6.6, a). Для исследования устойчивости сообщим системе возмущение. Для этого вначале медленно прикроем дроссель, переведя режим работы в точку B , а затем мгновенно вернем дроссель в исходное положение. Поскольку сеть не обладает аккумулярующей способностью, расход через нее всегда равен подаче насоса. Поэтому в первое мгновение после возмущения режим работы сети будет характеризоваться точкой C пересечения исходной характеристики сети и линии $V_b = \text{const}$. В итоге развиваемое насосом давление P_b будет больше сопротивления сети P_c ; разность давлений вызовет ускорение течения, расход жидкости через сеть увеличится. Через небольшой промежуток времени

вследствие увеличения расхода режим работы насоса переместится в точку B , а сети — в точку C , расположенную на той же вертикали. Разность давлений $(P_b' - P_c')$ уменьшится, но будет больше нуля. Расход жидкости будет увеличиваться до тех пор, пока режим работы не перейдет в точку A , в которой развиваемое насосом давление и сопротивление сети равны. Легко убедиться, что знак возмущения и положения точки A не имеют значения, т. е. вся характеристика является областью устойчивой работы.

Иначе обстоит дело при пересечении характеристик в трех точках (рис. 6.6, б). Проведем характеристики сети OA_2 и OB_2 , касающиеся характеристик насоса в точках A_2 и B_2 , т. е. ра-

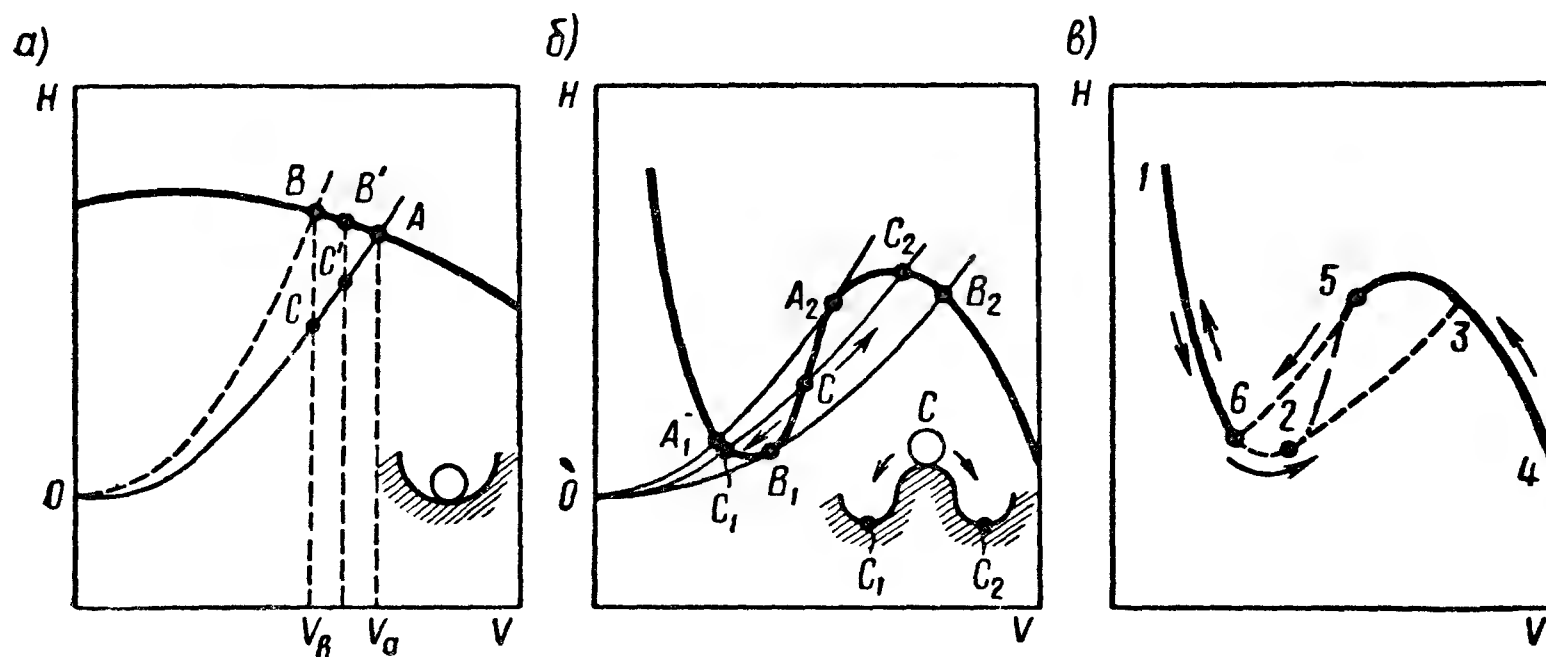


Рис. 6.6. К исследованию устойчивости работы насоса при малой аккумулирующей способности сети

зобьем характеристику машины на три участка. Первый участок расположен левее точки A_1 , третий — правее точки B_2 . На них характеристики пересекаются только в одной точке, поэтому они являются областью устойчивой работы. Остается исследовать устойчивость работы в среднем участке (между точками A_1 и B_2), где характеристики пересекаются в трех точках.

Проведем характеристику сети OC_2 , пересекающую характеристику машины в точках C_1 , C и C_2 , и предположим, что режим работы определяется точкой C . Используя ранее примененный метод исследования устойчивости, приходим к следующему выводу: режим работы в средней точке C неустойчив; малейшее возмущение, в зависимости от его знака, приводит к смещению режима в точку C_1 или C_2 . Для наглядности на рис. 6.8, б приведена механическая модель устойчивости системы.

При испытаниях машины с характеристикой, подобной рис. 6.6, б, средний участок характеристики невозможно определить. Характеристика получается с разрывом, причем место разрыва зависит от того, как проводились испытания машины: путем постепенного закрытия или открытия дросселя (рис. 6.6, в). При открытии дросселя характеристика соответствует кривой

1—2—3—4, при закрытии — 4—5—6—1. Положение разрывов зависит и от формы характеристики сети (от положения точки O).

2. При большой аккумулирующей способности сети также рассмотрим два случая: а) характеристики пересекаются только в одной точке; б) характеристики могут пересекаться в двух или трех точках.

Область устойчивой работы в первом случае характеризуется отрицательной производной $\frac{dH}{dV} < 0$. На рис. 6.7, а участки устойчивой работы показаны жирными линиями. В точке B , соответствующей минимальному давлению, подача может быть как положительной, так и отрицательной.

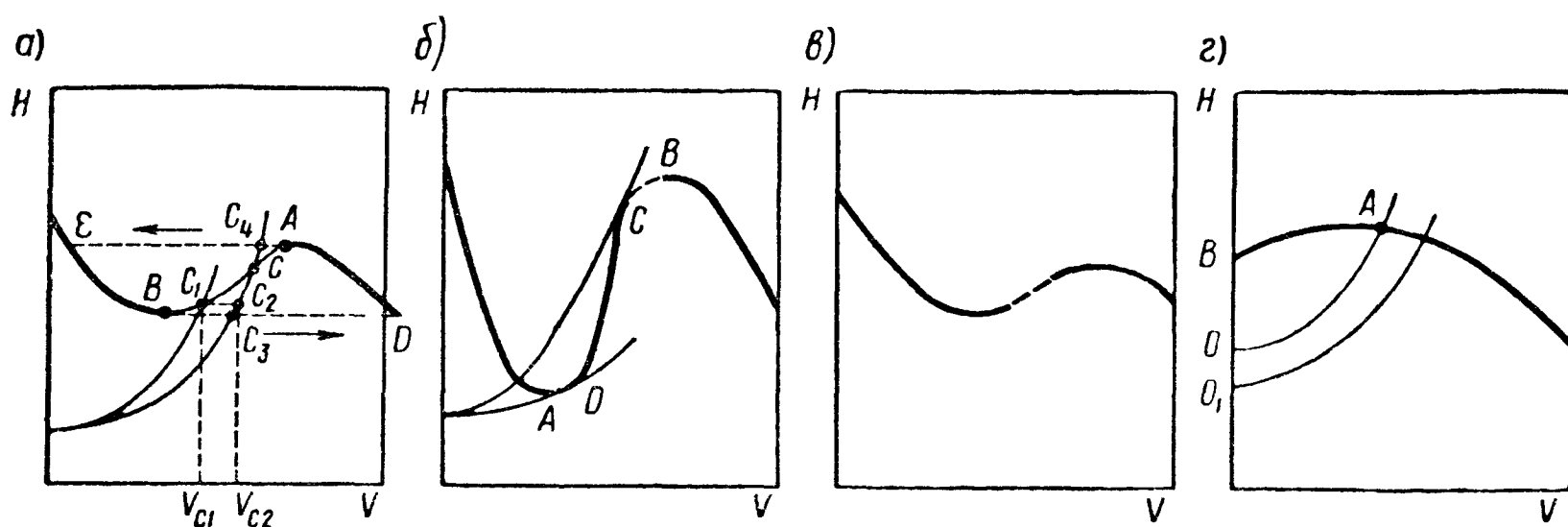


Рис. 6.7. К исследованию устойчивости работы насоса при большой аккумулирующей способности сети и отсутствии сил инерции

Для иллюстрации метода исследования устойчивости рассмотрим совместную работу машины и сети в точке C , где $\frac{dH}{dV} > 0$. Чтобы сообщить возмущение, медленно прикроем дроссель, переводя режим работы в точку C_1 , а затем мгновенно вернем дроссель в исходное положение. Ввиду большой аккумулирующей способности сети давление мгновенно измениться не может, поэтому режим работы сети перейдет в точку C_2 , в то время как режим работы машины по-прежнему будет характеризоваться точкой C_1 . Другими словами, вследствие возмущения расход через сеть окажется больше, чем подача машины. Количество жидкости в сети будет уменьшаться, что приведет к снижению давления. В итоге через некоторый промежуток времени режим работы машины перейдет в точку B , а сети — в точку C_3 . Но и тогда расход через сеть будет больше, чем подача машины, что должно привести к дальнейшему снижению давления. А так как снижение давления на этом участке характеристики машины невозможно, то происходит скачкообразный переход режима работы машины в точку D на правую ветвь характеристики, причем $H_d = H_b$. Подача машины V_d оказывается значительно больше расхода через сеть; давление начинает уве-

личиваться. Следовательно, в некоторый момент времени режимы работы машины и сети перейдут соответственно в точки A и C_4 . Разность расходов, вызывающая дальнейшее увеличение давления, приведет ко второму скачку режима работы машины — в точку E . Легко убедиться, что возникает автоколебательный процесс в системе машина — сеть, который принято называть «помпаж»; режимы работы будут переходить из точки E в B , затем — в D , A и так далее. Необходимым условием возникновения помпажа является аккумулирующая способность сети. Поэтому в насосах при схеме их включения со сбросом жидкости с более высокого уровня, чем уровень в резервуаре, и в вентиляторах помпаж не наблюдается. В насосах помпаж возможен в том случае, когда жидкость подается в резервуар с более низкого уровня, чем уровень в нем; колебание уровня в резервуаре определяет аккумулирующую способность резервуара (сети). В компрессорных машинах помпаж может возникнуть только при достаточно больших развиваемых давлениях. Работа машины в области помпажа недопустима, поскольку скачкообразное изменение расхода жидкости вызывает большую динамическую нагрузку на рабочие лопасти и диски и может привести к серьезной аварии.

Если характеристики машины и сети пересекаются в трех точках, то появляется дополнительный участок устойчивой работы между точками C и D (рис. 6.7, б), в которых характеристики сети касаются характеристик машины.

При исследовании устойчивости насосов в некоторых случаях необходимо учитывать две особенности, одна из которых связана с наличием обратного клапана, а вторая — с возможностью смещения характеристики сети за счет изменения уровня жидкости или давления в резервуаре (изменения величины H_{c0}) в процессе неустановившихся режимов работы. Если есть обратный клапан, то подача насоса не может быть отрицательной. Характеристика насоса для этого случая показана на рис. 6.7, а жирной линией. Смещение характеристики сети обычно невелико и поэтому не сказывается на результатах анализа устойчивости системы. Однако могут быть случаи, когда это смещение существенно, тогда исследование устойчивости без изучения количественных зависимостей невозможно. Напомним, что приведенный выше анализ относится к предельному случаю сети с очень большой аккумулирующей способностью и, следовательно, с пренебрежимо малым изменением величины H_{c0} .

Реальная сеть всегда обладает ограниченной емкостью, поэтому, как уже указывалось, возмущение вызывает одновременное изменение и давления, и подачи. В этом случае исследование устойчивости столь простыми средствами, без привлечения математического аппарата невозможно. Можно доказать, что при ограниченной емкости граница помпажа расположена левее точки максимального давления (рис. 6.7, в) [2].

§ 6.4. Совместная работа нескольких насосов (вентиляторов) на общую сеть

На практике часто встречаются случаи совместной работы машин на общую сеть. Так, каждый конденсатор паровой турбины обслуживается двумя параллельно включенными конденсатными насосами, а питательные насосы включаются последовательно с конденсатными. В топку парогенератора воздух

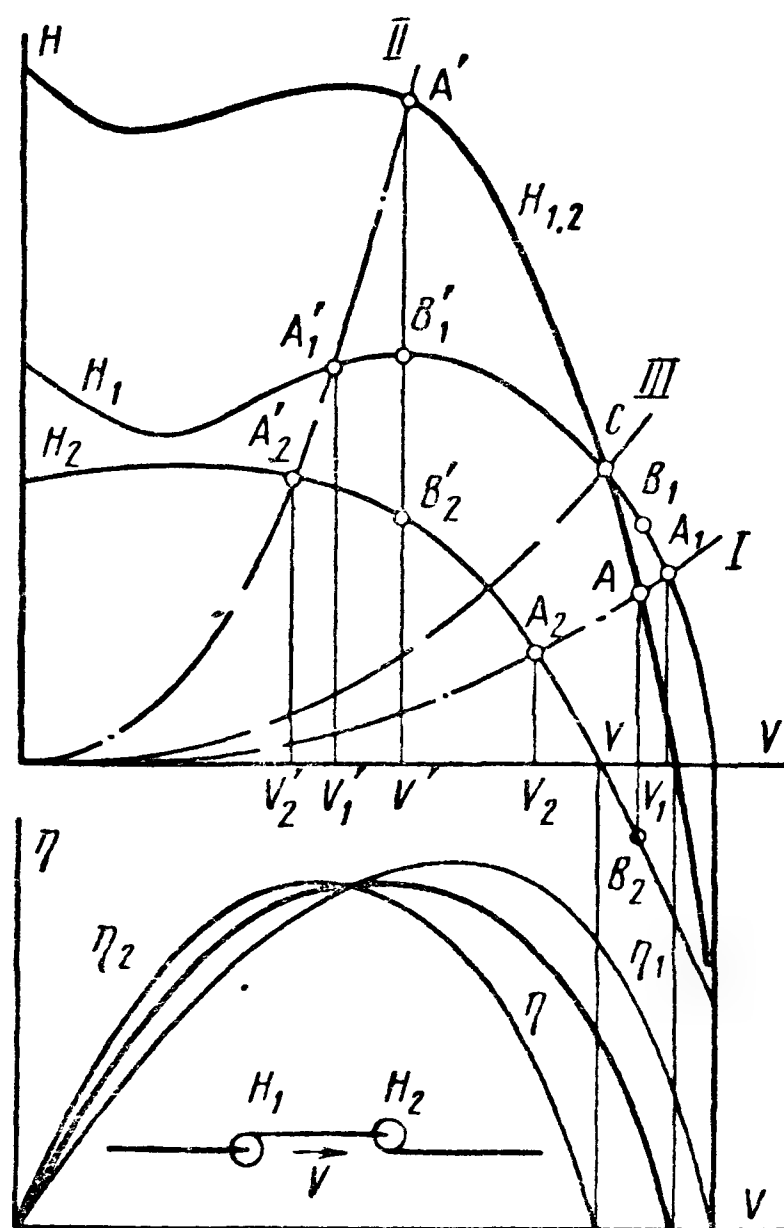


Рис. 6.8. Совместная работа насосов при последовательном включении

подаётся двумя параллельно включенными дутьевыми вентиляторами; два дымососа включены последовательно с вентиляторами. Насосные станции обслуживаются несколькими параллельно включенными насосами. Очевидно, что правильный выбор машин для совместной работы и правильная их эксплуатация невозможны без исследования совместной работы машин.

Последовательное включение насосов (вентиляторов). Рассмотрим совместную работу двух машин при последовательном их включении (на рис. 6.8, а кривая H_1 — характеристика первого насоса, а H_2 — второго насоса). Для изучения совместной работы насосов необходимо построить суммарную характеристику насосов и характеристику сети, при построении которой необходимо учесть, что: а) подача машин при совместной работе

одинакова ($V = V_1 = V_2$); б) напор, развиваемый при совместной работе, равен сумме напоров обеих машин при заданной подаче ($H_{1,2} = H_1 + H_2$). Суммарная характеристика двух машин показана на рис. 6,8 а кривой $H_{1,2}$.

Исследуем совместную работу машин в двух характерных случаях — при пологой I и крутой II характеристиках сети. Параметры работы отдельно первого и второго насоса на пологую сеть I определяются соответственно точками A_1, A_2 . При совместной работе машин на сеть I суммарные параметры определяются точкой A пересечения суммарной характеристики насосов и сети. Существенно отметить, что режимы работы машин при их совместной работе (точки B_1 и B_2) значительно отличаются от режимов при раздельной работе на ту же сеть I (точки A_1 и A_2).

Из рис. 6.8, а следует, что совместная работа насосов и сети I явно не рациональна: общая подача двух машин V меньше подачи первой V_1 при раздельной работе ее на ту же сеть. Происходит это потому, что первой машине приходится преодолевать сопротивления не только сети, но и второй машины, которая работает как дроссель ($H_2 < 0$).

При совместной работе машин на сеть с крутой характеристикой II общая подача V' значительно больше, чем подача каждой из машин при раздельной работе на ту же сеть (V_1' и V_2'), что свидетельствует о целесообразности совместной работы в этом случае.

Очевидно, вопрос о целесообразности совместной работы машин следует решать не только с учетом увеличения подачи, но и в зависимости от к. п. д. машин (при совместной работе). Поэтому, кроме суммарной характеристики $H - V$, необходимо построить суммарную характеристику $\eta - V$ (η — к. п. д. установки при совместной работе машин, рис. 6.8, б):

$$\eta = \frac{\rho V (H_1 + H_2)}{1000 (N_1 + N_2)},$$

или

$$\eta = \frac{H_1 + H_2}{H_1/\eta_1 + H_2/\eta_2},$$

которая позволяет решать вопрос о целесообразности и экономичности совместной работы машин при последовательном включении. Наиболее экономичной работа машин при последовательном включении будет в том случае, если каждая машина при требуемой суммарной подаче будет работать на режиме максимального к. п. д.

При совместной работе нескольких машин суммарная характеристика строится так же, как и для двух машин: напоры складываются при равных расходах, а суммарный к. п. д.

$$\eta = \sum H_i / (\sum H_i / \eta_i).$$

Параллельное включение насосов и вентиляторов. Целесообразность совместной работы машин при их параллельном включении исследуем тем же методом, что и в предыдущем случае. Рассмотрим параллельную работу двух машин, ограничившись для простоты случаем, когда можно пренебречь сопротивлением соединительных участков трубопроводов (участки CDE и CFE на рис. 6.9, а).

При построении суммарной характеристики теперь необходимо учесть, что: а) напор, развиваемый при совместной работе, всегда одинаков ($H_1 = H_2$); б) подача при работе обеих машин

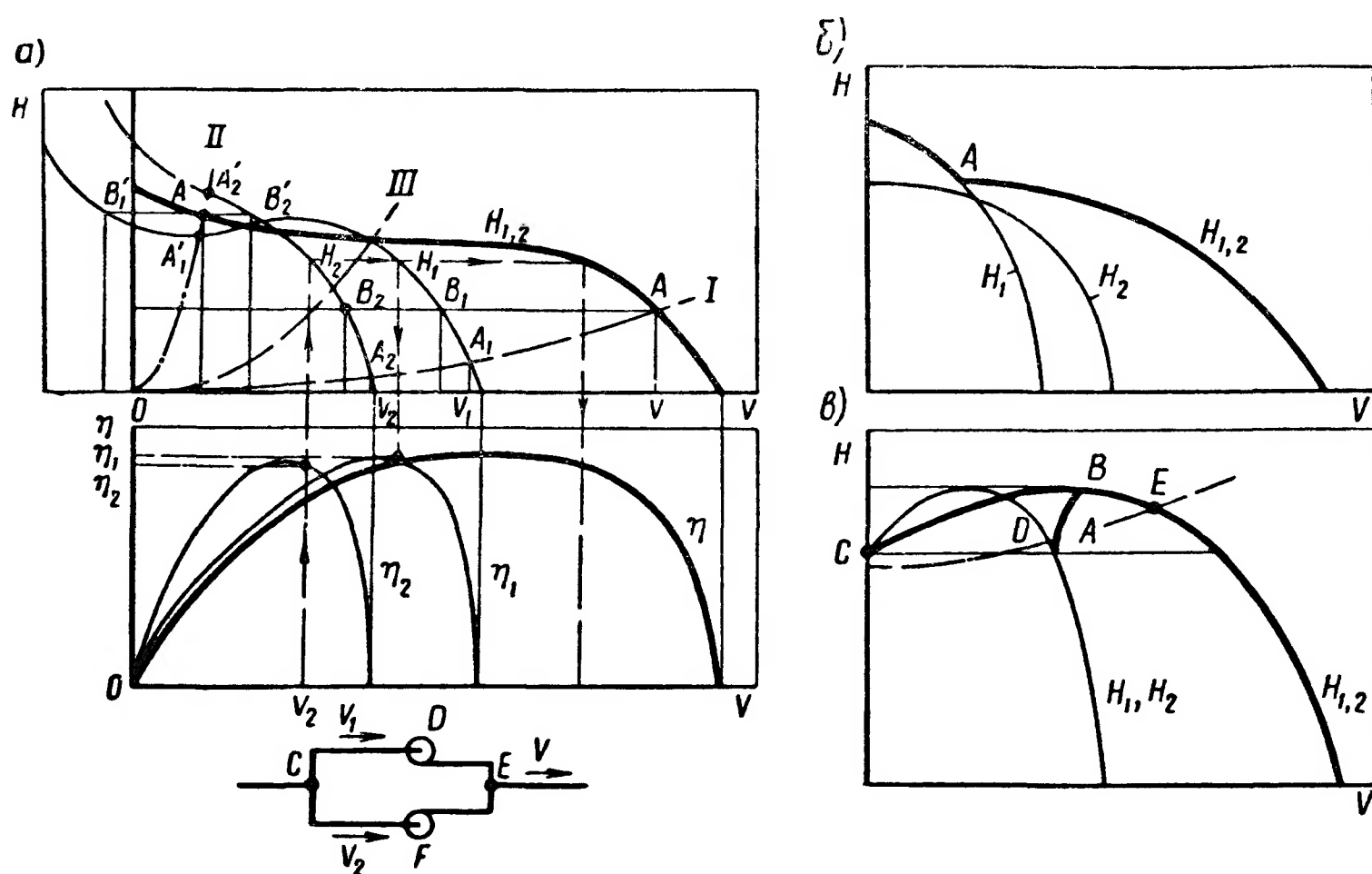


Рис. 6.9 Совместная работа вентиляторов и насосов при параллельном включении

равна сумме подач машин при их совместной работе ($V = V_1 + V_2$). Сложение характеристик насосов и вентиляторов производится одинаково до тех пор, пока подача положительна ($V_1 > 0$; $V_2 > 0$). Если в насосе есть обратный клапан, то отрицательной подачи (т. е. обратного течения жидкости через насос) быть не может. Поэтому, начиная с давления, при котором подача одного из насосов достигла нуля (точка A на рис. 6.11, б), суммарная характеристика совпадает с характеристикой второго насоса.

На рис. 6.9, а складываются характеристики вентиляторов, отличающихся геометрическими размерами. При крутой характеристике сети II совместная работа машин явно не целесообразна: подача второго вентилятора при раздельной работе больше, чем общая подача при совместной работе. Чтобы установить причину этого, на первый взгляд, странного явления, проведем через точку A пересечения суммарной характеристики

вентиляторов и характеристики сети *II* горизонтальную линию, пересекающую характеристики вентиляторов в точках B_1 и B_2 . Эти точки определяют режимы работы вентиляторов при их совместной работе на сеть *II*. Отрицательное значение подачи первого вентилятора означает, что воздух движется через вентилятор в обратном направлении, этим и объясняется уменьшение суммарной подачи.

Для учета сопротивлений соединительных участков *CDE* и *CFE* (рис. 6.11, а) достаточно вместо действительных характеристик $H_1=f_1(V_1)$ и $H_2=f_2(V_2)$ рассматривать условные характеристики $H_1'=f_1'(V_1)$ и $H_2'=f_2'(V_2)$, подразумевая под H_1' и H_2' величину разности между действительными значениями напоров и сопротивлениями присоединяемых участков:

$$H_1'=H_1-\Delta H_{cde}; \quad H_2'=H_2-\Delta H_{cfe}.$$

Особым является случай *параллельной работы* двух одинаковых насосов, характеристики которых $H-V$ имеют максимум (рис. 6.9, в). В этом случае, начиная с точки *B*, соответствующей максимуму напора, суммарная характеристика имеет две ветви — *BC* и *BA*. В то время как первый насос работает на режиме холостого хода (точка *C*), второй насос может работать как на холостом ходу, так и на режиме, соответствующем точке *A*.

Если характеристика сети пересекает участок характеристики *AB*, то равновероятны два режима работы — соответственно точкам *E* и *D*, что является причиной неустойчивости работы. Практически такой случай возможен при совместной работе питательных насосов [27], что, разумеется, недопустимо. Поэтому при конструировании питательных насосов принимают специальные меры для получения монотонной характеристики $H-V$.

Нетрудно видеть, что совместная работа вентиляторов при параллельном включении имеет смысл при характеристике сети более пологой, чем для сети *III*, проходящей через точку пересечения суммарной характеристики и характеристики первого вентилятора.

Итак, совместная работа вентиляторов или насосов при параллельном включении целесообразна только при пологой характеристике сети. Здесь уместно обратить внимание на одну полезную особенность совместной работы машин при параллельном включении. Часто полная нагрузка обеспечивается двумя одинаковыми машинами — два дутьевых вентилятора, дымососа, конденсатных насоса. Если отключается одна из машин, то оставшаяся в работе машина обеспечивает подачу, равную $60 \div 70\%$ полной подачи, так как при отключении одной из машин режим работы второй машины смещается в область больших подач. Так, если при совместной работе двух вентиляторов на сеть *I* суммарная подача равна V , а режим работы первого вентилятора характеризуется точкой B_1 , то при отключении вто-

рого вентилятора режим работы первого из точки B_1 переходит в точку A_1 , его подача возрастает до V_1 .

Суммарный к. п. д. установки (рис. 6.9, а)

$$\eta = (V_1 + V_2) / (V_1 / \eta_1 + V_2 / \eta_2).$$

Таким образом, если машины при параллельном включении должны обеспечить подачу V и напор H , то желательно, чтобы напор H соответствовал режиму максимального к. п. д. каждой машины, а суммарная подача машин при напоре H равнялась требуемой подаче. Если машины одинаковы, то

$$V_1 = V_2 = 1/2 V; H_1 = H_2 = H.$$

§ 6.5. Регулирование подачи насосов и вентиляторов

При работе на данную сеть подача машины определяется однозначно точкой пересечения ее характеристики и характеристики сети. Однако по условиям производственного процесса установки, включающей насос или вентилятор как один из ее элементов, обычно необходимо изменять расход жидкости. Так, например, при снижении нагрузки парового котла нужно уменьшать подачу конденсатных и питательных насосов, а также дутьевых вентиляторов и дымососов. Во многих случаях машины работают большую часть времени на частичной нагрузке (например, вентиляторы и дымососы — при 85% максимальной подаче). В таких условиях экономичность установки зависит от к. п. д. машины не только на расчетном режиме, но и при частичных нагрузках. Как правило, высокий к. п. д. при частичных нагрузках можно достигнуть только путем применения специальных регулирующих устройств.

Регулирование подачи возможно тремя путями: а) изменением числа работающих машин; б) изменением характеристики сети (увеличением сопротивления); в) изменением характеристики машины.

Изменение числа работающих машин возможно при параллельном включении нескольких машин и целесообразно в том случае, когда изменение нагрузки носит длительный характер. Поскольку нагрузка изменяется ступенчато, этот способ обычно сочетают с другими способами регулирования.

Дросселирование — увеличение сопротивления сети прикрытием задвижки (в насосных установках), заслонки или шиберы (в установках вентиляторов) — позволяет уменьшать подачу. Задвижки, заслонки и шиберы применяются в большинстве установок, поскольку служат запорными органами. Как способ регулирования дросселирование нашло широкое применение только в установках центробежных насосов; регулирование вентиляторов обычно осуществляется более совершенными способами.

Рассмотрим дросселирование более подробно и покажем, что это самый неэкономичный способ регулирования. Более того, в

некоторых случаях применение дросселирования как способа регулирования вообще недопустимо. Пусть расчетный режим работы машины определяется точкой A_1 пересечения характеристик машины и сети I (рис. 6.10). Ей соответствуют расчетные параметры работы V_1 , H_1 , η_1 . Для уменьшения подачи до V_2 необходимо так увеличить сопротивление сети, чтобы характеристики сети и машины пересекались в точке A_2 , соответствующей подаче V_2 (характеристика II , рис. 6.10). Если при дросселировании уменьшается потребляемая мощность ($N_2 < N_1$), то оно допустимо. Однако осевые низконапорные машины вблизи расчетного режима характеризуются производной $\frac{dN}{dV} < 0$; в этом случае дросселирование как способ регулирования недопустимо, так как ведет к увеличению потребляемой мощности.

Но и в случае центробежных машин с $\frac{dN}{dV} > 0$ дросселирование весьма неэкономично. В этом легко убедиться, определив к. п. д. установки с учетом дросселирования. Поскольку на исходной характеристике сети I расходу V_2 соответствует необходимый напор H_{c1} (см. рис. 6.12), то к. п. д. установки

$$\eta_{уст} = \frac{\rho V_2 H_{c1}}{1000 N_e}.$$

Но так как $N_2 = \frac{\rho V_2 H_2}{1000}$, то $\eta_{уст} = \eta \frac{H_{c1}}{H_2}$, или $\eta_{уст} = \eta_2 \eta_{др}$. Коэффициент $\eta_{др} = H_{c1}/H_2$ определяет долю полезного напора и называется к. п. д. дросселирования. Более наглядно $\eta_{др}$ можно выразить следующим образом:

$$\eta_{др} = (H_2 - \Delta H_{др})/H_2 = 1 - \Delta H_{др}/H_2,$$

где $\Delta H_{др}$ — потери напора в дросселе.

На расчетном режиме при полностью открытом дросселе $\eta_{др} = 1$; по мере дросселирования $\eta_{др}$ уменьшается; нулевому расходу соответствует $\eta_{др} = 0$. На рис. 6.12 штриховой линией показана зависимость: $\eta_{уст} = f(V)$ для исходной характеристики сети I . Элементарный анализ показывает, что величина $\eta_{др}$, а следовательно, и к. п. д. установки зависят как от характеристики машины, так и от формы характеристики сети. Чем круче характеристика машины (чем больше отрицательная производная $\frac{dH}{dV}$), тем мень-

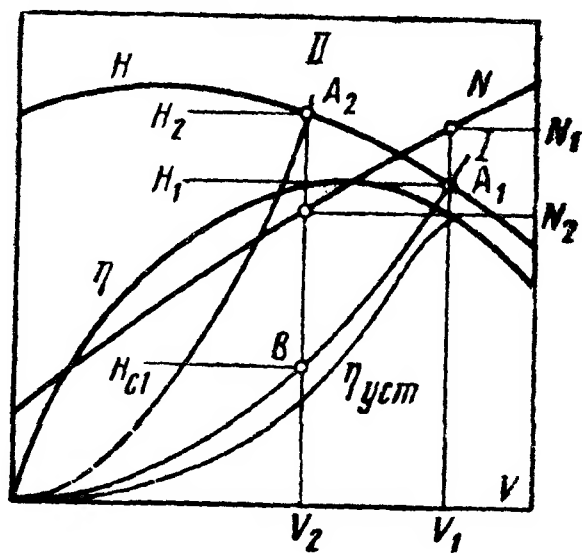


Рис 6.10 К регулированию машин дросселированием

ше величина $\eta_{др}$. Это значит, что дросселирование менее экономично для центробежных машин с загнутыми назад лопастями, чем для машин с загнутыми вперед лопастями.